



Уральский
федеральный
университет

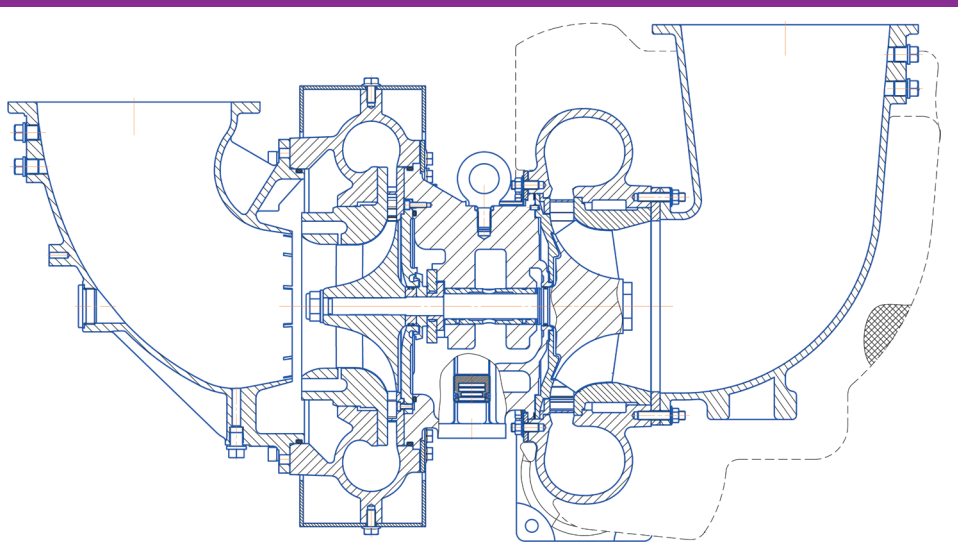
имени первого Президента
России Б. Н. Ельцина

Уральский
энергетический
институт

Д. С. ШЕСТАКОВ
Д. М. СОЛНЦЕВ

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТУРБОКОМПРЕССОРА ДЛЯ НАДДУВА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Учебно-методическое пособие



Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации

Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

Д. С. Шестаков

Д. М. Солнцев

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТУРБОКОМПРЕССОРА ДЛЯ НАДДУВА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Учебно-методическое пособие

Рекомендовано методическим советом
Уральского федерального университета
для студентов вуза, обучающихся
по направлению подготовки
13.03.03 «Энергетическое машиностроение»

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2021

УДК 621.43(075.8)

ББК 31.365я73

Ш36

Рецензенты:

Машков О. Г., канд. техн. наук, начальник конструкторского отдела АО «СКБ Турбина»,

Григорьев Н. И., канд. техн. наук, главный конструктор ООО «Уральский дизель-моторный завод».

Шестаков, Д. С.

Ш36 Газодинамический расчет турбокомпрессора для наддува двигателя внутреннего сгорания : учебно-методическое пособие / Д. С. Шестаков, Д. М. Солнцев; М-во науки и высш. образов. РФ. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2021. — 76 с.

ISBN 978-5-7996-3274-8

В пособии изложены методика и пример газодинамического расчета турбокомпрессора, включающие в себя расчеты центробежного компрессора и двух вариантов турбины: радиально-осевой и осевой. Определяются основные размеры проточных частей и показатели эффективности. Приводится методика и пример построения меридиональных обводов колеса компрессора, профилирования лопаток в цилиндрическом сечении колеса, профилирования лопаточного диффузора.

Материал изложен в соответствии с программой обучения дисциплины «Агрегаты наддува двигателей внутреннего сгорания» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.03.03 «Энергетическое машиностроение».

Библиогр.: 7 назв. Табл. 12. Рис. 11. Прил. 9.

УДК 621.43(075.8)

ББК 31.365я73

ISBN 978-5-7996-3274-8

© Уральский федеральный
университет, 2021

Оглавление

Введение	4
1. Методика и пример расчета турбокомпрессора	6
1.1. Исходные данные для расчета турбокомпрессора.....	6
1.2. Газодинамический расчет компрессора	6
1.3. Газодинамический расчет радиально-осевой турбины.....	23
1.4. Газодинамический расчет осевой турбины	31
2. Профилирование колеса компрессора	38
2.1. Построение меридиональных обводов колеса	38
2.2. Профилирование лопаток рабочего колеса в цилиндрическом сечении	43
3. Профилирование лопаточного диффузора	48
Список литературы	52
Приложение 1. Схемы проточных частей турбокомпрессора с радиально-осевой турбиной.....	53
Приложение 2. Схемы проточных частей турбокомпрессора с осевой турбиной.....	54
Приложение 3. Построение меридионального обвода колеса компрессора. Построение профилей лопаток в цилиндрическом сечении	55
Приложение 4. Задание на курсовой проект/работу	56
Приложение 5. Варианты задания на курсовую работу	58
Приложение 6. Объем и оформление курсовой работы	60
Приложение 7. Нормоконтроль и защита курсовой работы	62
Приложение 8. Вопросы к защите курсовой работы	64
Приложение 9. Пример технического задания на разработку турбокомпрессора	66

Введение

Учебно-методическое пособие предназначено для выполнения курсовой работы при изучении курса «Агрегаты наддува двигателей внутреннего сгорания», читаемого студентам направления подготовки 13.03.03 «Энергетическое машиностроение». Материал, изложенный в пособии, также может быть использован при выполнении дипломного проекта для расчета турбокомпрессора.

Целью выполнения газодинамического расчета турбокомпрессора являются систематизация, закрепление, углубление и применение на практике полученных в ходе дисциплины знаний. В процессе выполнения курсовой работы студенты должны уметь использовать также знания, полученные при изучении термодинамики, механики жидкости и газа, теоретической механики, теории лопаточных машин.

Газодинамический расчет турбокомпрессора входит в комплекс работ по проектированию турбокомпрессора. Особенностью расчета является то, что компрессор и турбина расположены на одном валу, т. е. частота вращения колеса турбины равна частоте вращения колеса компрессора.

Газодинамический расчет турбокомпрессора основан на решении уравнений одномерного установившегося движения идеального газа. Отличие такого процесса от действительного учитывается введением в методику расчета ряда опытных коэффициентов. Несмотря на развитие более точных методов расчета, основанных на рассмотрении двумерного характера течения, данный метод расчета отличается простотой и позволяет получать результаты, необходимые для решения практических задач.

Целью расчета является определение основных размеров проточных частей турбокомпрессора: рабочих колес компрессора и турбины, диффузоров, воздухосборника, соплового венца, газоподводящего корпуса, а также профилирование рабочего колеса компрессора и лопаточного диффузора.

Данные для выполнения газодинамического расчета приведены в прил. 1–3.

Для упрощения расчетов принимаем:

1) для воздуха:

- ▶ параметры окружающей среды: $p_0^* = 101$ кПа; $T_0^* = 293$ К;
- ▶ показатель адиабаты $k = 1,4$; $(k - 1)/k = 0,286$; $k/(k - 1) = 3,5$;
- ▶ универсальная газовая постоянная $R = 0,287$ кДж/(кг·К);
- ▶ изобарная теплоемкость $c_p = 1,005$ кДж/(кг·К);

2) для выпускного газа:

- ▶ показатель адиабаты $k' = 1,34$; $k'/(k' - 1) = 3,94$;
- ▶ универсальная газовая постоянная $R' = 0,287$ кДж/(кг·К);
- ▶ изобарная теплоемкость $c'_p = 1,135$ кДж/(кг·К).

В процессе расчетов следует придерживаться целесообразной точности вычислений. Как правило, достаточно сохранять не более четырех значащих цифр. Скорости потока вычисляются с точностью до 0,1 м/с, температуры — с точностью до 0,1 К, линейные размеры — с точностью до 0,1 мм, угловые — с точностью до угловых минут.

При составлении пособия была использована литература [1]–[7].

1. Методика и пример расчета турбокомпрессора

1.1. Исходные данные для расчета турбокомпрессора

Основными исходными данными для выполнения газодинамического расчета турбокомпрессора для наддува поршневого двигателя являются следующие величины:

- ▶ мощность двигателя $N_e = 1150$ кВт;
- ▶ удельный расход топлива $g_e = 0,210$ кг/(кВт·ч);
- ▶ суммарный коэффициент избытка воздуха в двигателе $\alpha_z = 2,08$;
- ▶ давление наддува $p_k = 285$ кПа;
- ▶ потеря давления в воздухофилтре (глушителе) $\Delta p_\phi = 3$ кПа;
- ▶ температура газа перед турбиной $T_T^* = 900$ К;
- ▶ противодавление на выходе из турбины $p_2 = 103$ кПа.

Турбина: радиально-осевая и осевая.

Прототипы — турбокомпрессор ТКР23 с радиально-осевой турбиной и ТК23 с осевой турбиной.

Вышеперечисленные параметры являются обычно частью общего технического задания на проектирование турбокомпрессора, пример которого приведен в прил. 5.

1.2. Газодинамический расчет компрессора

Расчет компрессора проводится по статическим параметрам на входе в компрессор и выходе из него, так как скоростной напор в двигателе не используется.

Схема проточной части компрессора приведена на рис. 1.

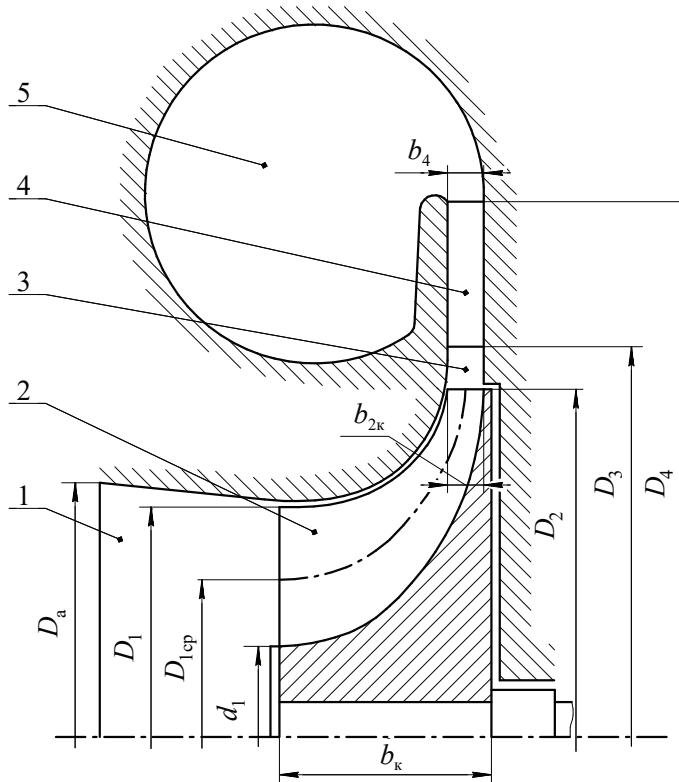


Рис. 1. Схема проточной части компрессора:

1 — входное устройство; 2 — рабочее колесо; 3 — безлопаточный диффузор;
4 — лопаточный диффузор; 5 — воздухосборник

1.2.1. Входное устройство

Расход воздуха через компрессор

$$G_{\text{в}} = \frac{N_e g_e \alpha_{\Sigma}}{250} = \frac{1150 \cdot 0,210 \cdot 2,08}{250} = 2,01 \text{ кг/с.}$$

Давление и температура воздуха перед компрессором

$$p_a^* = p_0^* - \Delta p_{\text{ф}} = 101 - 3 = 98 \text{ кПа,}$$

$$T_a^* = T_0^* = 293 \text{ К,}$$

где p_0^* и T_0^* — давление и температура окружающей среды.

Скорость потока c_a на входе в компрессор обычно принимается в пределах от 50 до 80 м/с. Принимаем $c_a = 80$ м/с.

Статическая температура перед компрессором

$$T_a = T_a^* - \frac{c_a^2}{2c_p} = 293 - \frac{80^2}{2 \cdot 1,005 \cdot 10^3} = 289,8 \text{ К.}$$

Статическое давление на входе в компрессор

$$p_a = p_a^* \left(\frac{T_a}{T_a^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 98 \cdot \left(\frac{289,8}{293} \right)^{3,5} = 94,3 \text{ кПа.}$$

Плотность воздуха на входе в компрессор

$$\rho_a = \frac{p_a}{RT_a} = \frac{94,3}{0,287 \cdot 289,8} = 1,13 \text{ кг/м}^3.$$

Площадь входного устройства

$$F_a = \frac{G_b}{\rho_a c_a} = \frac{2,01}{1,13 \cdot 80} = 0,0221 \text{ м}^2.$$

Диаметр входа в компрессор

$$D_a = \sqrt{\frac{4F_a}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0221}{\pi}} = 0,168 \text{ м.}$$

Степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_k = p_k / p_a = 285 / 94,3 = 3,02.$$

Адиабатическая работа компрессора

$$L_{\text{к ад}} = c_p T_a \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = 1,005 \cdot 289,8 \cdot (3,02^{0,286} - 1) = 108,34 \text{ кДж/кг.}$$

Задаемся коэффициентом теоретического напора \bar{H}_k , который выбирается по табл. 1. Исходя из диаметра колеса компрессора прототипа $D_k = 230$ мм и типа диффузора, принимаем $\bar{H}_k = 0,69$.

Окружная скорость колеса компрессора на периферии

$$u_2 = \sqrt{\frac{L_{\text{к ад}} \cdot 10^3}{\bar{H}_k}} = \sqrt{\frac{108,34 \cdot 10^3}{0,69}} = 396,3 \text{ м/с.}$$

Таблица 1

Диапазон значений \bar{H}_k для компрессоров ТК

Диаметр колеса D_k , мм	Коэффициент теоретического напора \bar{H}_k	
	с безлопаточным диффузором	с лопаточным диффузором
110–140	0,58–0,63	0,63–0,67
140–180	0,62–0,65	0,65–0,69
230–380	0,63–0,66	0,68–0,71
500–640	0,65–0,68	0,70–0,73

Для колес компрессоров из литых алюминиевых сплавов допустимая окружная скорость $u_2 = (380...400)$ м/с, для фрезерованных колес из поковки $u_2 = (450...480)$ м/с. Принимаем литое колесо.

Скорость потока на входе в колесо принимается из условия обеспечения конфузорности течения во входном устройстве:

$$c_1 = (1,2...1,5) \cdot c_a.$$

Принимаем $c_1 = 1,5 \cdot 80 = 120$ м/с.

Принимаем, что предварительная закрутка потока на входе в колесо отсутствует: $c_{1u} = 0$; $c_{1a} = c_1 = 120$ м/с.

Проверка величины коэффициента расхода

$$\bar{C}_m = \frac{c_{1a}}{u_2} = \frac{120}{396,3} = 0,303.$$

Оптимальные значения \bar{C}_m находятся в пределах от 0,25 до 0,35.

В случае выхода \bar{C}_m за указанные пределы необходимо задаться другими значениями c_{1a} и c_1 .

Температура воздуха на входе в колесо

$$T_1 = T_a + \frac{c_a^2 - c_1^2}{2c_p} = 289,8 + \frac{80^2 - 120^2}{2 \cdot 1,005 \cdot 10^3} = 285,8 \text{ К.}$$

Потеря энергии во входном устройстве

$$Z_{\text{вх}} = \xi_{\text{вх}} \cdot \frac{c_1^2}{2} = 0,07 \cdot \frac{120^2}{2 \cdot 10^3} = 0,504 \text{ кДж/кг,}$$

где $\xi_{\text{вх}}$ — коэффициент потерь во входном устройстве (для осевого входа $\xi_{\text{вх}} = 0,05...0,1$, для коленообразных патрубков $\xi_{\text{вх}} = 0,1...0,2$).

Отношение показателя политропы процесса во входном устройстве

$$\frac{n_1}{n_1 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{Z_{\text{вх}}}{R(T_1 - T_a)} = 3,5 - \frac{0,504}{0,287(285,8 - 289,8)} = 3,94.$$

1.2.2. Колесо компрессора

Давление воздуха на входе в колесо

$$p_1 = p_a \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_1}{n_1 - 1}} = 94,3 \cdot \left(\frac{285,8}{289,8} \right)^{3,94} = 89,3 \text{ кПа}.$$

Плотность воздуха на входе в колесо

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{89,3}{0,287 \cdot 285,8} = 1,09 \text{ кг/м}^3.$$

Площадь входа в колесо

$$F_1 = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_1 c_1} = \frac{2,01}{1,09 \cdot 120} = 0,0154 \text{ м}^2.$$

Наружный диаметр колеса компрессора D_2 предварительно принимается равным наружному диаметру прототипа (цифры в наименовании прототипа означают диаметр колеса компрессора, выраженный в см). Допускается отклонение значения величины диаметра колеса компрессора от прототипа до 4 %. Принимаем $D_2 = 0,230 \text{ м}$.

Диаметр ступицы d_1 выбирается по конструктивным соображениям, исходя из расположения подшипников: по концам вала или между колесами, диаметра вала, установки обтекателя на входе и других особенностей конструкции. Обычно для турбокомпрессоров с консольным расположением колес $d_1 = (0,22 \dots 0,3) D_2$. Принимаем $d_1 = 0,26 \cdot 0,230 = 0,06 \text{ м}$.

Диаметр колеса на входе

$$D_1 = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi} + d_1^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0154}{\pi} + 0,06^2} = 0,152 \text{ м}.$$

Диапазон оптимальных значений отношения диаметров $D_1/D_2 = 0,55 \dots 0,7$.

Полученное значение $\frac{D_1}{D_2} = \frac{0,152}{0,230} = 0,66$ находится в указанных пределах.

Ширина колеса B_k лежит в пределах от 0,25 до 0,35 D_2 . Чем меньше D_2 , тем шире должно быть колесо для обеспечения плавного поворота потока в меридиональном сечении.

Принимаем $B_k = 0,306 \times 0,230 = 0,07$ м.

Частота вращения ротора

$$n_{\text{тк}} = \frac{u_2}{\pi D_2} = \frac{396,3}{\pi \cdot 0,230} = 548,46 \text{ с}^{-1} = 32900 \text{ мин}^{-1}.$$

В качестве среднего диаметра на входе в колесо принимается среднеквадратичный диаметр

$$D_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{D_1^2 + d_1^2}{2}} = \sqrt{\frac{0,152^2 + 0,06^2}{2}} = 0,116 \text{ м.}$$

Выбираем число лопаток колеса $z_{\text{л}}$. Рекомендуемые значения $z_{\text{л}} = 12 \dots 25$ в зависимости от величины относительной ширины колеса $B_k/D_2 = 0,25 \dots 0,35$. Большее число лопаток применяется в больших ТК, меньшее — в малых. Кроме того, при числе лопаток более 16 для уменьшения загромождения на входе в колесо рекомендуется выполнять колеса с промежуточными укороченными через одну лопатками.

Принимаем $z_{\text{л}} = 18$ и выполняем половину лопаток укороченными.

Шаг лопаток на среднем диаметре входа в колесо

$$t_1 = \frac{\pi D_{\text{ср}}}{z_{\text{л}} / 2} = \frac{\pi \cdot 0,116}{18 / 2} = 0,04 \text{ м.}$$

Коэффициент стеснения на входе в колесо

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1}{t_1} = 1 - \frac{0,003}{0,04} = 0,925,$$

где δ_1 — толщина лопатки колеса в окружном направлении на среднем диаметре входа. Рекомендуемые значения $\delta_1 = (0,002 \dots 0,003)$ м.

Принято $\delta_1 = 0,003$ м.

Меридиональная скорость на входе в колесо

$$c_{1m} = \frac{c_{1a}}{\tau_1} = \frac{120}{0,925} = 129,7 \text{ м/с.}$$

Окружная скорость на среднем диаметре входа

$$u_{1cp} = u_2 \frac{D_{1cp}}{D_2} = 396,3 \frac{0,116}{0,230} = 199,2 \text{ м/с.}$$

Относительная скорость на входе в колесо

$$w_1 = \sqrt{c_{1m}^2 + u_{1cp}^2} = \sqrt{129,7^2 + 199,2^2} = 237,7 \text{ м/с.}$$

Угол входа потока на среднем диаметре входа

$$\beta_{1cp} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_{1cp}} = \arctg \frac{129,7}{199,2} = 33,1^\circ = 33^\circ 6'.$$

Угол установки лопаток на входе в колесо

$$\beta_{1л.ср} = \beta_{1cp} + i, = 33,1^\circ + 6,9^\circ = 40^\circ,$$

где i — угол атаки, который выбирается в пределах от 2 до 6° при $\bar{C}_m = 0,25 \dots 0,3$ и от 5 до 10° при $\bar{C}_m = 0,3 \dots 0,35$.

Местные потери энергии на входе в колесо

$$Z_1 = \xi_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} = 0,12 \cdot \frac{237,7^2}{2 \cdot 10^3} = 3,39 \text{ кДж/кг,}$$

где $\xi_1 = (0,1 \dots 0,2)$ — коэффициент местных потерь.

Радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе из колеса $c_{2r} = w_{2r} = (0,9 - 1,0)c_{1m}$. Принято $c_{2r} = c_{1m} = 129,6 \text{ м/с}$.

Потери энергии в колесе

$$Z_2 = \xi_2 \cdot \frac{c_{2r}^2}{2} = 0,15 \cdot \frac{129,6^2}{2 \cdot 10^3} = 1,26 \text{ кДж/кг,}$$

где $\xi_2 = (0,1 \dots 0,2)$ — коэффициент потерь в колесе.

Потери на трение и вентиляцию

$$Z_d = \alpha \frac{u_2^2}{2} = 0,06 \frac{396,3^2}{2 \cdot 10^3} = 4,71 \text{ кДж/кг,}$$

где α — коэффициент дисковых потерь; $\alpha = 0,04 \dots 0,08$.

Общие потери в колесе

$$Z_k = Z_1 + Z_2 + Z_d = 3,39 + 1,26 + 4,71 = 9,36 \text{ кДж/кг.}$$

Коэффициент мощности для колес с радиальными лопатками (по формуле Казанджана)

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{z_{\text{л}}} \cdot \frac{1}{1 - (D_{\text{лср}}/D_2)^2}} = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{18} \cdot \frac{1}{1 - (0,116/0,23)^2}} = 0,87.$$

Для колес с отогнутыми лопатками коэффициент мощности можно определять по формуле

$$\mu = \mu' \left(1 - \frac{c_{2r}}{u_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{2\text{л}}} \right),$$

где μ' — коэффициент мощности по формуле Казанджана; $\beta_{2\text{л}}$ — угол отгиба выходной кромки лопатки.

Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из колеса

$$c_{2u} = \mu u_2 = 0,87 \cdot 396,3 = 342,9 \text{ м/с}.$$

Окружная составляющая относительной скорости на выходе из колеса

$$w_{2u} = u_2 - c_{2u} = 396,3 - 342,9 = 53,4 \text{ м/с}.$$

Угол потока на выходе из колеса

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{c_{2r}}{c_{2u}} = \operatorname{arctg} \frac{129,6}{342,9} = 20,7^\circ = 27^\circ 42'.$$

В выполненных конструкциях α_2 находится в пределах от 14° до 22° .

Угол выхода потока в относительном движении

$$\beta_2 = \operatorname{arctg} \frac{w_{2r}}{w_{2u}} = \operatorname{arctg} \frac{129,6}{53,4} = 67,6^\circ = 67^\circ 36'.$$

Абсолютная скорость на выходе из колеса

$$c_2 = \sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2} = \sqrt{129,6^2 + 342,9^2} = 366,6 \text{ м/с}.$$

Относительная скорость на выходе из колеса

$$w_2 = \sqrt{w_{2r}^2 + w_{2u}^2} = \sqrt{129,6^2 + 53,4^2} = 140,2 \text{ м/с}.$$

Треугольники скоростей на входе в колесо компрессора и выходе из него приведены на рис. 2.

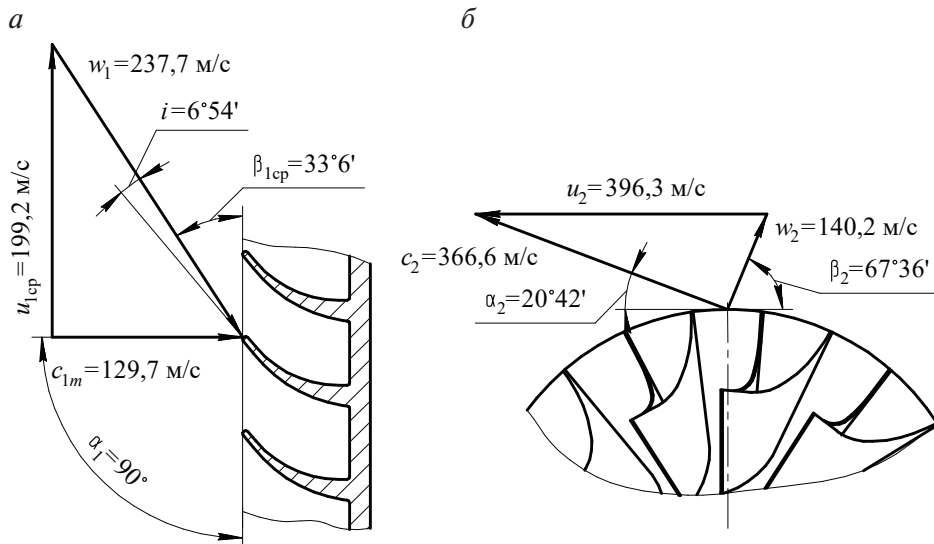


Рис. 2. Треугольники скоростей в компрессоре:

a — вход в колесо; *б* — выход из колеса

Температура воздуха на выходе из колеса

$$T_2 = T_1 + \left(\mu + \frac{\alpha}{2} - \frac{\mu^2}{2} \right) \cdot \frac{u_2^2}{c_p} =$$

$$= 285,8 + \left(0,87 + \frac{0,06}{2} - \frac{0,87^2}{2} \right) \cdot \frac{396,3^2}{1,005 \cdot 10^3} = 367,2 \text{ К.}$$

Температура торможения на выходе из колеса

$$T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2c_p} = 367,2 + \frac{366,6^2}{2 \cdot 1,005 \cdot 10^3} = 434,1 \text{ К.}$$

Отношение показателя политропы сжатия в колесе определяется из уравнения

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{Z_k}{R \cdot (T_2 - T_1)} = 3,5 - \frac{9,36}{0,287 \cdot (367,2 - 285,8)} = 3,1.$$

КПД колеса по статическим параметрам

$$\eta_k = \frac{n_2}{n_2 - 1} \cdot \frac{k - 1}{k} = 3,1 \cdot 0,286 = 0,887.$$

В выполненных конструкциях $\eta_k = 0,85 \dots 0,9$.

Статическое давление на выходе из колеса

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2-1}} = 89,3 \cdot \left(\frac{367,2}{285,8} \right)^{3,1} = 194,2 \text{ кПа.}$$

Плотность воздуха на выходе из колеса

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} = \frac{194,2}{0,287 \cdot 367,2} = 1,842 \text{ кг/м}^3.$$

Шаг лопаток на выходе из колеса

$$t_2 = \frac{\pi D_2}{z_{\text{л}}} = \frac{\pi \cdot 0,23}{18} = 0,0401 \text{ м.}$$

Коэффициент стеснения на выходе из колеса

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2} = 1 - \frac{0,001}{0,0401} = 0,98,$$

где δ_2 — толщина лопатки на выходе из колеса.

Обычно $\delta_2 = 0,0008 \dots 0,0012$ м. Принято $\delta_2 = 0,001$ м.

Высота лопатки на выходе из колеса

$$b_{2\text{к}} = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_2 \pi D_2 c_{2r} \tau_2} = \frac{2,01}{1,842 \cdot \pi \cdot 0,23 \cdot 129,6 \cdot 0,98} = 0,012 \text{ м.}$$

Рекомендуемая высота лопатки $b_{2\text{к}} = (0,04 \dots 0,08) D_2$.

Получено $b_{2\text{к}} = 0,052 D_2$.

1.2.3. Безлопаточный диффузор

Для эффективного преобразования кинетической энергии потока в статическое давление применяется комбинация безлопаточного (БЛД) и лопаточного (ЛД) диффузоров. Непосредственно за колесом компрессора выполнен безлопаточный диффузор (рис. 1).

Ширина безлопаточного диффузора $b_3 = (0,95 \dots 1,0) b_{2\text{к}}$. Принимаем $b_3 = b_{2\text{к}} = 0,012$ м.

Угол потока на выходе из БЛД $\alpha_3 = \alpha_2 = 20,7^\circ$.

Диаметр выхода из БЛД D_3 (при наличии ЛД) выбирается в пределах $(1,1 \dots 1,2) D_2$. Принимаем $D_3 = 1,12 D_2 = 0,258$ м.

Потери энергии в БЛД

$$Z_3 = \xi_3 \cdot \frac{c_2^2 (D_3 - D_2) D_2}{2 \cdot 10^3 \sin \alpha_2 \cdot b_2 \cdot D_3} =$$

$$= 0,015 \cdot \frac{366,6^2 (0,258 - 0,23) 0,23}{2 \cdot 10^3 \sin 20,7^\circ \cdot 0,012 \cdot 0,258} = 5,88 \text{ кДж/кг},$$

где $\xi_3 = 0,015 \dots 0,025$ — коэффициент потерь в БЛД. Принято $\xi_3 = 0,015$.

Расчет диффузора с учетом изменения плотности потока требует последовательных приближений.

Скорость воздуха на выходе из БЛД в первом приближении

$$c'_3 = c_2 \frac{D_2}{D_3} = 366,6 \frac{0,23}{0,258} = 327,3 \text{ м/с}.$$

Температура на выходе из БЛД в первом приближении

$$T'_3 = T_2 + \frac{c_2^2 - c'^2_3}{2 \cdot c_p} = 367,2 + \frac{366,6^2 - 327,3^2}{2 \cdot 1,005 \cdot 10^3} = 380,8 \text{ К}.$$

Отношение показателя политропы в первом приближении

$$\frac{n'_3}{n'_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{Z_3}{R(T'_3 - T_2)} = 3,5 - \frac{5,88}{0,287(380,8 - 367,2)} = 1,99.$$

Давление воздуха на выходе из БЛД в первом приближении

$$p'_3 = p_2 \cdot \left(\frac{T'_3}{T_2} \right)^{\frac{n'_3}{n'_3 - 1}} = 194,2 \left(\frac{380,8}{367,2} \right)^{1,99} = 208,7 \text{ кПа}.$$

Плотность воздуха на выходе из БЛД в первом приближении

$$\rho'_3 = \frac{p'_3}{RT'_3} = \frac{208,7}{0,287 \cdot 380,8} = 1,91 \text{ кг/м}^3.$$

Необходимо уточнить скорость на выходе из БЛД с учетом изменения плотности воздуха

$$c_3 = c_2 \frac{D_2}{D_3} \frac{\rho_2}{\rho'_3} = 366,6 \frac{0,23 \cdot 1,842}{0,258 \cdot 1,91} = 315,8 \text{ м/с}.$$

При новом значении скорости c_3 повторяется расчет по приведенным выше формулам и находятся параметры воздуха на выходе из БЛД во втором приближении:

$$T_3 = T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2 \cdot c_p \cdot 10^3} = 367,2 + \frac{366,6^2 - 315,8^2}{2 \cdot 1,005} = 384,5 \text{ К.}$$

$$\frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{Z_3}{R(T_3 - T_2)} = 3,5 - \frac{5,88}{0,287(384,5 - 367,2)} = 2,31.$$

$$p_3 = p_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}} = 194,2 \left(\frac{384,5}{367,2} \right)^{2,31} = 215,9 \text{ кПа.}$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{RT_3} = \frac{215,9}{0,287 \cdot 384,5} = 1,96 \text{ кг/м}^3.$$

При разнице в плотности воздуха во втором и первом приближениях менее 2 % второго приближения достаточно для точности расчета. В данном примере разница составляет 2,5 %, так что следовало бы провести третье приближение. Однако для примера достаточно второго приближения.

КПД безлопаточного диффузора

$$\eta_{\text{блд}} = \frac{k - 1}{k} \cdot \frac{n_3}{n_3 - 1} = 0,286 \cdot 2,31 = 0,66.$$

В выполненных конструкциях турбокомпрессоров КПД безлопаточного диффузора составляет $\eta_{\text{блд}} = 0,55 \dots 0,7$, причем меньшие значения КПД относятся к меньшим высотам лопаток на выходе из колеса.

1.2.4. Лопаточный диффузор

Схема лопаточного диффузора приведена на рис. 3.

Ширина лопаточного диффузора принимается равной ширине безлопаточного диффузора $b_3 = b_4 = 0,012$.

Наружный диаметр лопаточного диффузора находится в пределах $D_4 = (1,3 \dots 1,4) D_3$ или $D_4 = (1,5 \dots 1,7) D_2$.

Принимаем $D_4 = 1,54 D_2 = 0,354 \text{ м}$.

Угол установки лопаток на входе в ЛД $\alpha_3 = \alpha_2 + (0 \dots 2)^\circ$.

Принимаем $\alpha_3 = \alpha_2 = 20,7^\circ$.

Угол установки лопаток на выходе из ЛД $\alpha_4 = \alpha_3 + (12 \dots 18)^\circ$.

Принимаем $\alpha_4 = \alpha_3 + 12^\circ = 20,7^\circ + 12^\circ = 32,7^\circ$.

Число лопаток диффузора z_d выбирается в пределах от 15 до 29 лопаток, исходя из условия, что оно не должно быть кратным числу лопаток колеса. Принимаем $z_d = 17$.

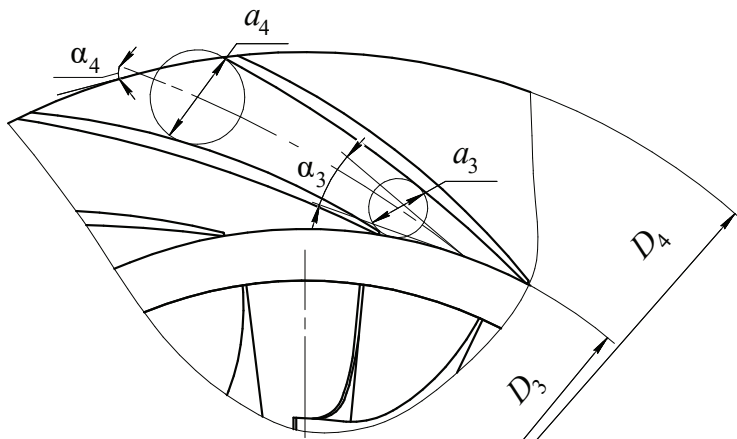


Рис. 3. Схема лопаточного диффузора

Величина горла канала диффузора

$$a_3 = \pi D_3 \cdot \sin \beta_3 / z_d - \delta_3 = \pi \cdot 0,258 \cdot \sin 20,7^\circ / 17 - 0,001 = 0,016 \text{ м},$$

где $\delta_3 = (0,0008 \dots 0,0015) \text{ м}$ — толщина входной кромки лопатки. Принято $\delta_3 = 0,001 \text{ м}$.

Горло канала a_3 должно быть не менее $0,005 \text{ м}$, исходя из технологических требований. В противном случае необходимо уменьшить число лопаток ЛД.

Угол раскрытия эквивалентного диффузора

$$\gamma = \frac{360}{z_d} \cdot \left(\frac{D_4^2 b_4 \sin^2 \alpha_4}{D_3^2 b_3 \sin^2 \alpha_3} - 1 \right) \cdot \frac{\sin^2 \alpha_3}{\left(\frac{D_4}{D_3} \right)^2 - 1} =$$

$$= \frac{360}{17} \cdot \left(\frac{0,354^2 \cdot 0,012 \cdot \sin^2 32,7^\circ}{0,258^2 \cdot 0,012 \cdot \sin^2 20,7^\circ} - 1 \right) \cdot \frac{\sin^2 20,7^\circ}{\left(\frac{0,354}{0,258} \right)^2 - 1} = 10,15^\circ = 10^\circ 4'.$$

Оптимальные значения угла раскрытия $\gamma = (6 \dots 12)^\circ$. Если полученное значение угла раскрытия не оптимально, необходимо изменить величину угла α_4 , число лопаток диффузора z_d или наружный диаметр D_4 .

Потери энергии в ЛД

$$Z_4 = \xi_4 \cdot \frac{c_3^2}{2} = 0,2 \cdot \frac{315,3^2}{2 \cdot 10^3} = 9,97 \text{ кДж/кг},$$

где $\xi_4 = (0,15 \dots 0,35)$ — коэффициент потерь в ЛД. Принято $\xi_4 = 0,2$.

Скорость потока на выходе из ЛД в первом приближении

$$c'_4 = c_3 \frac{D_3 \sin \alpha_3}{D_4 \sin \alpha_4} = 315,3 \frac{0,258 \cdot \sin 20,7^\circ}{0,354 \cdot \sin 32,7^\circ} = 150,3 \text{ м/с.}$$

Температура на выходе из ЛД в первом приближении

$$T'_4 = T_3 + \frac{c_3^2 - c'^2_4}{2c_p} = 384,5 + \frac{315,8^2 - 150,3^2}{2 \cdot 1,005 \cdot 10^3} = 422,8 \text{ К.}$$

Отношение показателя политропы сжатия в ЛД в первом приближении

$$\frac{n'_4}{n'_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{Z_4}{R(T'_4 - T_3)} = 3,5 - \frac{9,97}{0,287(422,8 - 384,5)} = 2,6.$$

Давление воздуха на выходе из ЛД в первом приближении

$$p'_4 = p_3 \left(\frac{T'_4}{T_3} \right)^{\frac{n'_4}{n'_4 - 1}} = 215,9 \left(\frac{422,8}{384,5} \right)^{2,6} = 276,3 \text{ кПа.}$$

Плотность воздуха на выходе из ЛД в первом приближении

$$\rho'_4 = \frac{p'_4}{RT'_4} = \frac{276,3}{0,287 \cdot 422,8} = 2,28 \text{ кг/м}^3.$$

Уточненная скорость потока на выходе с учетом изменения плотности воздуха

$$c_4 = c_3 \frac{D_3 \rho_3 \sin \alpha_3}{D_4 \rho'_4 \sin \alpha_4} = 315,8 \frac{0,258 \cdot 1,91 \cdot \sin 20,7^\circ}{0,354 \cdot 2,28 \cdot \sin 32,7^\circ} = 129,1 \text{ м/с.}$$

С новым значением скорости c_4 повторяется расчет по приведенным выше формулам и находятся параметры воздуха на выходе из ЛД во втором приближении. При разнице в плотности воздуха во втором и первом приближениях менее 2 % второго приближения достаточно для точности расчета.

$$T_4 = T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2c_p} = 384,5 + \frac{315,8^2 - 129,1^2}{2 \cdot 1,005 \cdot 10^3} = 425,8 \text{ К.}$$

$$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{Z_4}{R(T_4 - T_3)} = 3,5 - \frac{9,97}{0,287(425,8 - 384,5)} = 2,66.$$

$$p_4 = p_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}} = 215,9 \left(\frac{425,8}{384,5} \right)^{2,66} = 283,2 \text{ кПа.}$$

$$\rho_4 = \frac{p_4}{RT_4} = \frac{283,2}{0,287 \cdot 425,8} = 2,32 \text{ кг/м}^3.$$

КПД лопаточного диффузора

$$\eta_{\text{лд}} = \frac{n_4}{n_4 - 1} \cdot \frac{k - 1}{k} = 2,66 \cdot 0,286 = 0,76.$$

КПД лопаточных диффузоров обычно составляет $\eta_{\text{лд}} = 0,70 \dots 0,85$.

1.2.5. Воздухосборник

Оптимальная скорость в улитке воздухосборника

$$c_5 = (0,7 \dots 0,75) c_4.$$

Принимаем $c_5 = 0,75 c_4 = 0,75 \cdot 129,1 = 96,9$ м/с.

Температура воздуха на выходе из улитки воздухосборника

$$T_5 = T_4 + \frac{c_4^2 - c_5^2}{2c_p} = 425,8 + \frac{129,1^2 - 96,9^2}{2 \cdot 1,005 \cdot 10^3} = 429,4 \text{ К}.$$

Потери энергии в улитке включают в себя потери на внезапное расширение от скорости c_4 до скорости c_5 и потери при движении воздуха в улитке

$$Z_5 = \frac{(c_4 - c_5)^2}{2} + \xi_5 \cdot \frac{c_5^2}{2} = \frac{(129,1 - 96,9)^2}{2 \cdot 10^3} + 0,4 \cdot \frac{96,9^2}{2 \cdot 10^3} = 2,4 \text{ кДж/кг},$$

где $\xi_5 = (0,2 \dots 0,4)$ — коэффициент потерь в улитке.

Отношение показателя политропы процесса в улитке

$$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{Z_5}{R(T_5 - T_4)} = 3,5 - \frac{2,4}{0,287 \cdot (429,4 - 425,8)} = 1,2.$$

Давление на выходе из улитки

$$p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}} = 283,2 \cdot \left(\frac{429,4}{425,8} \right)^{1,2} = 286,1 \text{ кПа}.$$

Полученное в результате расчета давление воздуха на выходе из улитки p_5 должно отличаться от заданного давления наддува p_k не более чем на 2%. В противном случае необходимо повторить расчет, приняв другое значение величины коэффициента напора \bar{H}_k . Если давление на выходе из улитки p_5 больше давления наддува p_k , то коэффициент напора \bar{H}_k необходимо увеличить; если p_5 меньше p_k , то \bar{H}_k необходимо уменьшить.

Плотность воздуха на выходе из улитки

$$\rho_5 = \frac{p_5}{RT_5} = \frac{286,1}{0,287 \cdot 429,4} = 2,32 \text{ кг/м}^3.$$

При определении площади поперечного сечения улитки фактический расход воздуха за счет циркуляции в улитке принимается на 10 % больше, чем расход воздуха через компрессор, поэтому максимальная площадь сечения улитки

$$F_{360} = \frac{1,1G_{\text{в}}}{\rho_5 c_5} = \frac{1,1 \cdot 2,01}{2,32 \cdot 96,9} = 0,0098 \text{ м}^2.$$

Диаметр выхода из улитки

$$D_5 = \sqrt{\frac{4F_{360}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0098}{\pi}} = 0,112 \text{ м}.$$

Результаты расчета геометрических параметров компрессора приведены в табл. 2.

Таблица 2

Геометрические параметры компрессора

Параметр	Обозначение параметра	Числовое значение
Диаметр колеса на входе, мм	D_1	152
Диаметр ступицы, мм	d_1	60
Ширина колеса, мм	$B_{\text{к}}$	70
Диаметр колеса на выходе, мм	D_2	230
Среднеквадратичный диаметр на входе в колесо, мм	$D_{\text{лср}}$	116
Угол установки лопаток на среднем диаметре	$\beta_{\text{л.ср}}$	40°
Число лопаток колеса	$z_{\text{л}}$	18
Высота лопаток на выходе из колеса, мм	$b_{2\text{к}}$	12
Ширина БЛД, мм	b_3	12
Диаметр выхода из БЛД, мм	D_3	258
Диаметр выхода из ЛД, мм	D_4	354
Ширина ЛД, мм	b_4	12
Угол установки лопаток на входе в ЛД	α_3	$20^\circ 42'$
Угол установки лопаток на выходе из ЛД	α_4	$32^\circ 42'$

Действительная степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_{\text{к}} = \frac{p_5}{p_a} = \frac{286,1}{94,3} = 3,03.$$

Адиабатическая работа сжатия в компрессоре

$$L_{\text{кад}} = c_p T_a \left(\pi_{\text{к}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = 1,005 \cdot 289,8 \cdot (3,03^{0,286} - 1) = 108,8 \text{ кДж/кг}.$$

Работа, затраченная на сжатие воздуха в компрессоре,

$$L_k = c_p (T_5 - T_a) = 1,005 \cdot (429,4 - 289,8) = 140,3 \text{ кДж/кг.}$$

Адиабатический КПД компрессора по статическим параметрам

$$\eta_{\text{кад}} = \frac{L_{\text{кад}}}{L_k} = \frac{108,8}{140,3} = 0,775.$$

КПД компрессора с лопаточным диффузором для турбокомпрессоров небольших размеров составляет $\eta_{\text{кад}} = 0,74 \dots 0,78$; для крупных турбокомпрессоров $\eta_{\text{кад}} = 0,78 \dots 0,84$.

Температура торможения на выходе из компрессора

$$T_5^* = T_5 + \frac{c_5^2}{2c_p} = 429,4 + \frac{96,9^2}{2 \cdot 1,005 \cdot 10^3} = 434,1 \text{ К.}$$

Правильность расчета параметров в диффузорах и улитке (процесса преобразования скорости потока в статическое давление) проверяется сравнением температур T_5^* и T_2^* . Значения этих величин должны совпасть с точностью до значения погрешности вычислений.

Работа, затраченная на привод компрессора,

$$L_k^* = c_p (T_5^* - T_a^*) = 1,005 \cdot (434,1 - 293) = 141,8 \text{ кДж/кг.}$$

Полное давление на выходе из компрессора

$$p_5^* = p_5 \left(\frac{T_5^*}{T_5} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 286,1 \cdot \left(\frac{434,1}{429,4} \right)^{3,5} = 297,1 \text{ кПа.}$$

Степень повышения давления по полным параметрам

$$\pi_k^* = \frac{p_5^*}{p_a} = \frac{297,1}{98} = 3,03.$$

Адиабатическая работа сжатия по полным параметрам

$$L_{\text{кад}}^* = c_p T_a^* \left[\left(\pi_k^* \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = 1,005 \cdot 293 \cdot (3,03^{0,286} - 1) = 109,9 \text{ кДж/кг.}$$

КПД компрессора по полным параметрам

$$\eta_{\text{кад}}^* = \frac{L_{\text{кад}}^*}{L_k^*} = \frac{109,9}{141,8} = 0,775.$$

Мощность, потребляемая компрессором,

$$N_k = \frac{L_{\text{кад}}^* \cdot G_k}{\eta_{\text{кад}}^*} = \frac{109,9 \cdot 2,01}{0,775} = 284,9 \text{ кВт.}$$

1.3. Газодинамический расчет радиально-осевой турбины

Исходные данные для расчета турбины принимаются из расчета компрессора:

- ▶ частота вращения ротора $n_{\text{тк}} = 32900 \text{ мин}^{-1}$;
- ▶ адиабатическая работа компрессора $L_{\text{кад}}^* = 109,9 \text{ кДж/кг}$;
- ▶ адиабатический КПД компрессора $\eta_{\text{кад}}^* = 0,775$;
- ▶ мощность, потребляемая компрессором, $N_k = 284,9 \text{ кВт}$;
- ▶ расход воздуха $G_b = 2,01 \text{ кг/с}$;
- ▶ наружный диаметр колеса компрессора $D_k = 0,230 \text{ м}$.

Совместная работа турбины и компрессора определяется следующими условиями:

- 1) равенством мощностей турбины N_t и компрессора N_k ;
- 2) равенством частот вращения колес турбины n_t и компрессора n_k , т. е. $n_k = n_t = n_{\text{тк}}$;

3) балансом расхода газа через турбину G_t и воздуха через компрессор G_k , который выражается уравнением $G_t = G_b + G_m - G_{\text{ут}}$, где G_m — массовый расход топлива в единицу времени; $G_{\text{ут}}$ — (расход) утечки рабочего тела на участке от выхода из компрессора до входа в турбину.

Расход топлива и величина утечек практически равны и составляют 2...3 % от расхода воздуха, т. е. в расчетах можно принять $G_t = G_b$.

В турбокомпрессорах с диаметрами колес компрессора до 180 мм целесообразно применение радиально-осевых турбин, т. к. в связи с небольшими расходами газа лопатки осевых турбин имеют малую высоту, что снижает их эффективность и создает дополнительные технологические и производственные сложности. В турбокомпрессорах с диаметрами колес компрессора более 230 мм применяют осевые турбины. При диаметре колеса компрессора 180...230 мм применяют как осевые, так и радиально-осевые турбины. Выбираем радиально-осе-

вую турбину с постоянным давлением перед турбиной. Выходная скорость в турбине не используется.

Схема проточной части радиально-осевой турбины приведена на рис. 4.

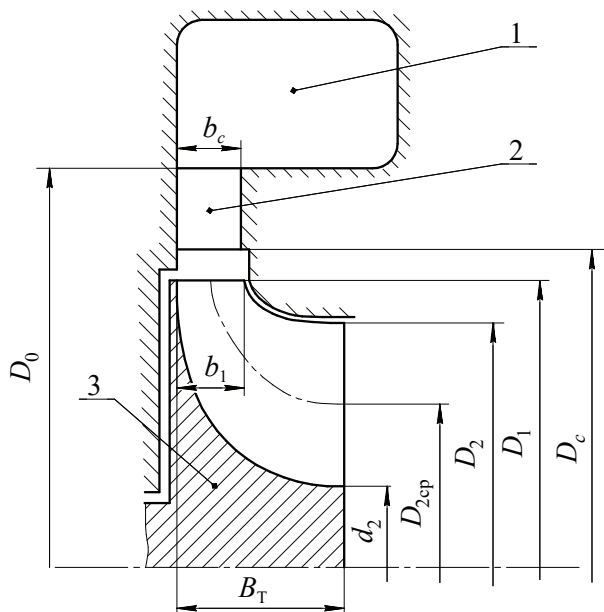


Рис. 4. Схема проточной части радиально-осевой турбины:

1 — газоприемный корпус; 2 — сопловый аппарат; 3 — рабочее колесо турбины

Предварительно принимаем:

Диаметр колеса турбины на входе $D_1 = (0,95 \dots 1,1) D_k$.

Принимаем $D_1 = 1,0 \cdot D_k = 0,230$ м.

Внутренний КПД турбины $\eta_i = 0,78 \dots 0,84$.

Принимаем $\eta_i = 0,8$.

Механический КПД $\eta_m = 0,88 \dots 0,95$.

Принимаем $\eta_m = 0,94$.

Необходимый адиабатный теплоперепад в турбине

$$L_{\text{тад}}^* = \frac{L_{\text{кад}}^* G_{\text{в}}}{\eta_{\text{кад}}^* \eta_i \eta_m G_{\text{т}}} = \frac{109,9 \cdot 2,01}{0,775 \cdot 0,8 \cdot 0,94 \cdot 2,01} = 188,6 \text{ кДж/кг.}$$

Условная адиабатная скорость истечения

$$c_{\text{ад}} = \sqrt{2L_{\text{тад}}^*} = \sqrt{2 \cdot 188,6 \cdot 10^3} = 614,1 \text{ м/с.}$$

Окружная скорость колеса турбины

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n_{\text{тк}}}{60} = \frac{\pi \cdot 0,230 \cdot 32900}{60} = 396,2 \text{ м/с.}$$

$$\text{Отношение } \chi = \frac{u_1}{c_{\text{ад}}} = \frac{396,2}{614,1} = 0,645.$$

Обычно в центростремительных турбинах $\chi = 0,64 \dots 0,7$.

Коэффициент напора турбины

$$\bar{H}_\tau = \frac{c_{\text{ад}}^2}{u_1^2} = \frac{614,1^2}{396,2^2} = 2,6.$$

Давление газа перед турбиной

$$p_\tau^* = p_2 \left(\frac{1}{1 - \frac{L_{\tau \text{ ад}}^*}{c_p' T_\tau^*}} \right)^{\frac{k'}{k'-1}} = 103 \cdot \left(\frac{1}{1 - \frac{188,6}{1,135 \cdot 900}} \right)^{3,94} = 231 \text{ кПа.}$$

Исходя из условия безударного входа в колесо, принимаем

$$c_{1u} = u_1 = 396,2 \text{ м/с.}$$

Угол потока на входе в колесо выбирается в пределах $\alpha_1 = 15 \dots 25^\circ$.

Принимаем $\alpha_1 = 22^\circ$.

Радиальная составляющая абсолютной скорости на входе в колесо

$$c_{1r} = c_{1u} \cdot \text{tg } \alpha_1 = 396,2 \cdot \text{tg } 22^\circ = 160,1 \text{ м/с.}$$

Абсолютная скорость газа на входе в колесо

$$c_1 = \sqrt{c_{1u}^2 + c_{1r}^2} = \sqrt{396,2^2 + 160,1^2} = 427 \text{ м/с.}$$

Адиабатный теплоперепад в сопловом аппарате

$$L_{\text{са}} = \frac{c_1^2}{2 \cdot \varphi^2} = \frac{427^2}{2 \cdot 10^3 \cdot 0,94^2} = 103,4 \text{ кДж/кг,}$$

где $\varphi = (0,93 \dots 0,96)$ — коэффициент скорости, учитывающий потери энергии в сопловом аппарате.

Степень реактивности

$$\rho_{\text{ст}} = 1 - \frac{L_{\text{са}}}{L_{\tau \text{ ад}}^*} = 1 - \frac{103,4}{188,6} = 0,45.$$

Рекомендуемые значения степени реактивности $p_{cr} = 0,45 \dots 0,55$.

Температура газа на входе в колесо

$$T_1 = T^* - \frac{c_1^2}{2c'_p} = 900 - \frac{427^2}{2 \cdot 10^3 \cdot 1,13} = 819,2 \text{ К.}$$

Давление газа на входе в колесо

$$p_1 = p^* \left(1 - \frac{L_{ca}}{c'_p \cdot T^*} \right)^{\frac{k'}{k'-1}} = 231 \cdot \left(1 - \frac{103,4}{1,13 \cdot 900} \right)^{3,94} = 151,5 \text{ кПа.}$$

Плотность газа на входе в колесо

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R' T_1} = \frac{151,4}{0,287 \cdot 819,2} = 0,644 \text{ кг/м}^3.$$

Высота лопаток на входе в колесо

$$b_1 = \frac{G_r}{\pi D_1 \rho_1 c_{1r}} = \frac{2,01}{\pi \cdot 0,23 \cdot 0,644 \cdot 160,1} = 0,027 \text{ м.}$$

Поскольку был принят безударный вход в колесо, то окружная составляющая относительной скорости $w_{1u} = 0$ и относительная скорость на входе в колесо $w_1 = w_{1r} = c_{1r} = 160,1 \text{ м/с}$ (рис. 5).

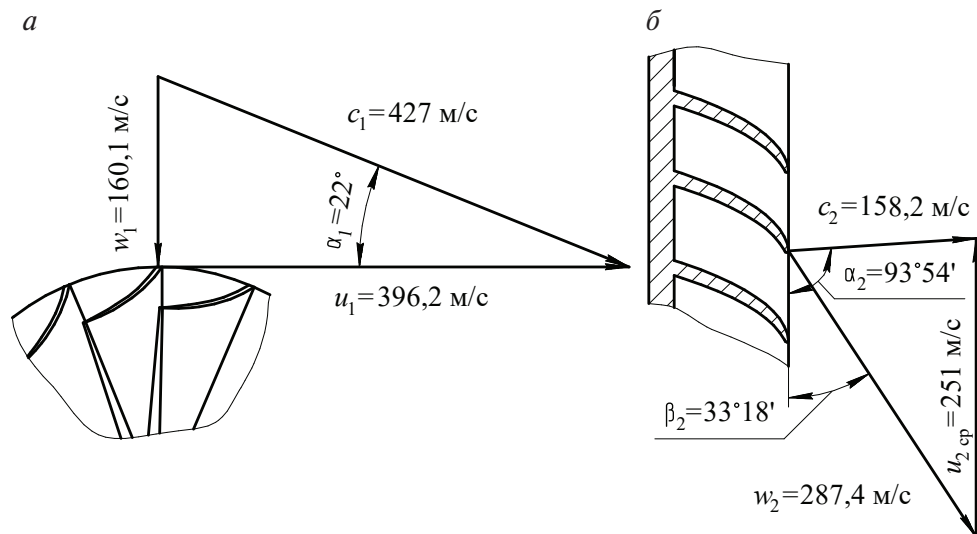


Рис. 5. Треугольники скоростей в радиально-осевой турбине:

a — на входе в колесо; *б* — на выходе из колеса

Геометрические размеры соплового венца и колеса турбины выбираем по общепринятым соотношениям в выполненных конструкциях:

Высота лопаток соплового венца $b_c = (0,9-1,0) b_1$.

Принимаем $b_c = 0,95 \cdot 0,027 = 0,0256$ м.

Внутренний диаметр соплового венца $D_c = (1,08...1,12) D_1$.

Принимаем $D_c = (1,08...1,12) D_1 = 1,108 \cdot 0,23 = 0,255$ м.

Наружный диаметр соплового венца $D_0 = (1,35...1,5) D_1$.

Принимаем $D_0 = 1,39 D_1 = 1,39 \cdot 0,23 = 0,320$ м.

Ширина колеса B_r лежит в пределах от 0,3 до 0,35 D_1 . При увеличении ширины лучше используется энергия выхлопных газов, но труднее обеспечивается вибропрочность лопаток.

Принимаем $B_r = 0,306 \cdot 0,23 = 0,070$ м.

Количество лопаток колеса $z_{\text{л}} = 12...18$. Принимаем $z_{\text{л}} = 15$.

Наружный диаметр колеса турбины на выходе $D_2 = (0,85...0,9) D_1$.

Принимаем $D_2 = 0,85 \cdot 0,23 = 0,196$ м.

Диаметр втулки колеса на выходе $d_2 = (0,25...0,32) D_1$.

Принимаем $d_2 = 0,28 \cdot 0,23 = 0,065$ м.

В качестве среднего диаметра на входе в колесо принимается среднеквадратичный диаметр

$$D_{2\text{cp}} = \sqrt{\frac{D_2^2 + d_2^2}{2}} = \sqrt{\frac{0,196^2 + 0,065^2}{2}} = 0,146 \text{ м.}$$

Площадь выхода из колеса без учета стеснения лопатками

$$F_2 = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_2^2) = \frac{\pi}{4} (0,196^2 - 0,065^2) = 0,0267 \text{ м}^2.$$

Окружная скорость на среднем диаметре выхода из колеса

$$u_{2\text{cp}} = u_1 \frac{D_{2\text{cp}}}{D_1} = 396,2 \cdot \frac{0,146}{0,23} = 251 \text{ м/с.}$$

Адиабатный теплоперепад в рабочем колесе

$$L_{\text{рк}} = \rho_{\text{ст}} L_{\text{тад}}^* = 0,45 \cdot 188,6 = 85,2 \text{ кДж/кг.}$$

Относительная скорость выхода газа на среднем диаметре

$$\begin{aligned} w_2 &= \psi \sqrt{w_1^2 + 2L_{\text{рк}} \cdot 10^3 - u_1^2 + u_{2\text{cp}}^2} = \\ &= 0,9 \cdot \sqrt{160,1^2 + 2 \cdot 85,2 \cdot 10^3 - 396,2^2 + 251^2} = 287,4 \text{ м/с,} \end{aligned}$$

где $\psi = (0,85...0,94)$ — коэффициент скорости, учитывающий потери энергии в колесе турбины.

Температура газа на выходе из колеса

$$T_2 = T_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_{2cp}^2}{2c'_p} =$$

$$= 819,2 - \frac{287,4^2 - 160,1^2 + 396,2^2 - 251^2}{2 \cdot 1,13 \cdot 10^3} = 752,4 \text{ К.}$$

Плотность газа на выходе из колеса

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R'T_2} = \frac{103}{0,287 \cdot 752,4} = 0,477 \text{ кг/м}^3.$$

Пропускная способность турбины

$$\mu F = \frac{G_T}{\rho_2 \sqrt{2L_{\text{тад}}^*}} = \frac{2,01}{0,477 \cdot \sqrt{2 \cdot 188,5 \cdot 10^3}} = 0,00686 \text{ м}^2.$$

Угол выхода потока из колеса в относительном движении

$$\beta_2 = \arcsin \frac{G_T}{w_2 F_2 \rho_2} = \arcsin \frac{2,01}{287,4 \cdot 0,0267 \cdot 0,477} = 33,3^\circ = 33^\circ 18'.$$

Угол установки лопаток на выходе из колеса принимается в пределах $\beta_{2л} = \beta_2 + (0...3)^\circ$. Принимаем $\beta_{2л} = 33,3^\circ + 0,7^\circ = 34^\circ$.

Окружная и осевая составляющие абсолютной скорости на выходе из колеса

$$c_{2u} = w_2 \cos \beta_2 - u_{2cp} = 287,4 \cdot \cos 33,3^\circ - 251 = -10,8 \text{ м/с.}$$

$$c_{2a} = w_2 \sin \beta_2 = 287,4 \cdot \sin 33,3^\circ = 157,8 \text{ м/с.}$$

Абсолютная скорость на выходе из колеса

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2} = \sqrt{(-10,8)^2 + 157,8^2} = 158,2 \text{ м/с.}$$

Угол выхода потока в абсолютном движении

$$\alpha_2 = \arccos \frac{c_{2u}}{c_2} = \arccos \frac{-10,8}{158,2} = 93,9^\circ = 93^\circ 54'.$$

На расчетном режиме допускается $\alpha_2 = (80...120)^\circ$.

Треугольники скоростей на входе в колесо радиально-осевой турбины и на выходе из него приведены на рис. 5.

Потери энергии в сопловом аппарате

$$Z_c = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \cdot \frac{c_1^2}{2} = \left(\frac{1}{0,94^2} - 1 \right) \cdot \frac{427^2}{2 \cdot 10^3} = 12,03 \text{ кДж/кг.}$$

Потери энергии в рабочем колесе

$$Z_{pk} = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \cdot \frac{w_2^2}{2} = \left(\frac{1}{0,9^2} - 1 \right) \cdot \frac{287,4^2}{2 \cdot 10^3} = 9,69 \text{ кДж/кг.}$$

Работа на лопатках турбины

$$L_l = L_{\text{тад}}^* - Z_c - Z_{pk} = 188,6 - 12,03 - 9,69 = 166,8 \text{ кДж/кг.}$$

Адиабатный (лопаточный) КПД турбины

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{L_l}{L_{\text{тад}}^*} = \frac{166,8}{188,6} = 0,885.$$

Потери с выходной скоростью

$$Z_b = \frac{c_2^2}{2} = \frac{158,2^2}{2 \cdot 10^3} = 12,5 \text{ кДж/кг.}$$

Окружная работа турбины

$$L_u = L_l - Z_b = 166,8 - 12,5 = 154,3 \text{ кДж/кг.}$$

Окружной КПД турбины

$$\eta_u = \frac{L_u}{L_{\text{тад}}^*} = \frac{154,3}{188,6} = 0,818.$$

Обычно $\eta_u = 0,8...0,9$.

Потери на утечки

$$Z_{\text{ут}} = 0,01 L_{\text{тад}}^* = 0,01 \cdot 188,6 = 1,89 \text{ кДж/кг.}$$

Потери на трение и вентиляцию

$$\begin{aligned} Z_{\text{тв}} &= \beta \frac{D_1^2}{G_{\text{т}}} \left(\frac{u_1}{100} \right)^3 \cdot \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = \\ &= 1,3 \cdot \frac{0,23^2}{2,01} \cdot \left(\frac{396,2}{100} \right)^3 \cdot \frac{0,644 + 0,477}{2} = 1,19 \text{ кДж/кг,} \end{aligned}$$

где $\beta = 1,0...1,5$ — коэффициент, учитывающий форму диска.

Внутренняя работа турбины

$$L_i = L_u - Z_{yt} - Z_{tb} = 154,3 - 1,69 - 1,19 = 151,2 \text{ кДж/кг.}$$

Внутренний КПД турбины

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_{\text{тад}}^*} = \frac{151,2}{188,4} = 0,802.$$

Полученное значение η_i не должно отличаться от принятого в начале расчета более чем на 2 %. В противном случае расчет турбины надо повторить, задавшись полученным значением η_i .

Мощность на валу турбины

$$N_t = L_i G_t \eta_m = 151,2 \cdot 2,01 \cdot 0,94 = 285,6 \text{ кВт.}$$

Отличие N_t от N_k должно составлять не более 2 %. В результате расчета получено $(285,6 - 284,9) \cdot 100/284,9 = 0,25 \%$.

Геометрические параметры турбины, полученные в результате расчета, приведены в табл. 3.

Таблица 3

Геометрические параметры турбины

Параметр	Обозначение параметра	Числовое значение
Диаметр колеса турбины на входе, мм	D_1	230
Высота лопаток колеса на входе, мм	b_1	27
Высота лопаток соплового венца, мм	b_c	25,6
Внутренний диаметр соплового венца, мм	D_c	255
Наружный диаметр соплового венца, мм	D_0	320
Ширина колеса турбины, мм	B_t	70
Количество лопаток колеса	$z_{\text{л}}$	15
Наружный диаметр колеса на выходе, мм	D_2	196
Диаметр втулки колеса, мм	d_2	65

Схема проточных частей турбокомпрессора с радиально-осевой турбиной приведена в прил. 1.

1.4. Газодинамический расчет осевой турбины

Исходные данные для расчета турбины принимаются из расчета компрессора:

- ▶ частота вращения ротора $n_{\text{тк}} = 32900 \text{ мин}^{-1}$;
- ▶ адиабатическая работа компрессора $L_{\text{кад}}^* = 109,9 \text{ кДж/кг}$;
- ▶ адиабатический КПД компрессора $\eta_{\text{кад}}^* = 0,775$;
- ▶ мощность, потребляемая компрессором, $N_{\text{к}} = 284,9 \text{ кВт}$;
- ▶ расход воздуха $G_{\text{к}} = 2,01 \text{ кг/с}$;
- ▶ наружный диаметр колеса компрессора $D_{\text{к}} = 0,230 \text{ м}$.

Совместная работа турбины и компрессора определяется следующими условиями:

- 1) равенством мощностей турбины $N_{\text{т}}$ и компрессора $N_{\text{к}}$;
- 2) равенством частот вращения колес турбины $n_{\text{т}}$ и компрессора $n_{\text{к}}$, т. е. $n_{\text{к}} = n_{\text{т}} = n_{\text{тк}}$;

3) балансом расхода газа через турбину $G_{\text{т}}$ и воздуха через компрессор $G_{\text{в}}$, который выражается уравнением $G_{\text{т}} = G_{\text{в}} + G_{\text{м}} - G_{\text{ут}}$, где $G_{\text{м}}$ — массовый расход топлива в единицу времени; $G_{\text{ут}}$ — утечки рабочего тела на участке от выхода из компрессора до входа в турбину.

Расход топлива и величина утечек практически равны и составляют 2...3 % от расхода воздуха, т. е. в расчетах можно принять $G_{\text{т}} = G_{\text{в}}$.

Схема проточной части осевой турбины приведена на рис. 6.

Предварительно принимаем:

Внутренний КПД турбины $\eta_i = 0,80...0,86$.

Принимаем $\eta_i = 0,81$.

Механический КПД $\eta_{\text{м}} = 0,88...0,95$.

Принимаем $\eta_i = 0,92$.

Необходимый адиабатный теплоперепад в турбине

$$L_{\text{тад}}^* = \frac{L_{\text{кад}}^* G_{\text{в}}}{\eta_{\text{кад}}^* \eta_i \eta_{\text{м}} G_{\text{т}}} = \frac{109,9 \cdot 2,01}{0,775 \cdot 0,81 \cdot 0,92 \cdot 2,01} = 190,25 \text{ кДж/кг}.$$

Условная адиабатная скорость истечения

$$c_{\text{ад}} = \sqrt{2 L_{\text{тад}}^*} = \sqrt{2 \cdot 190,25 \cdot 10^3} = 616,9 \text{ м/с}.$$

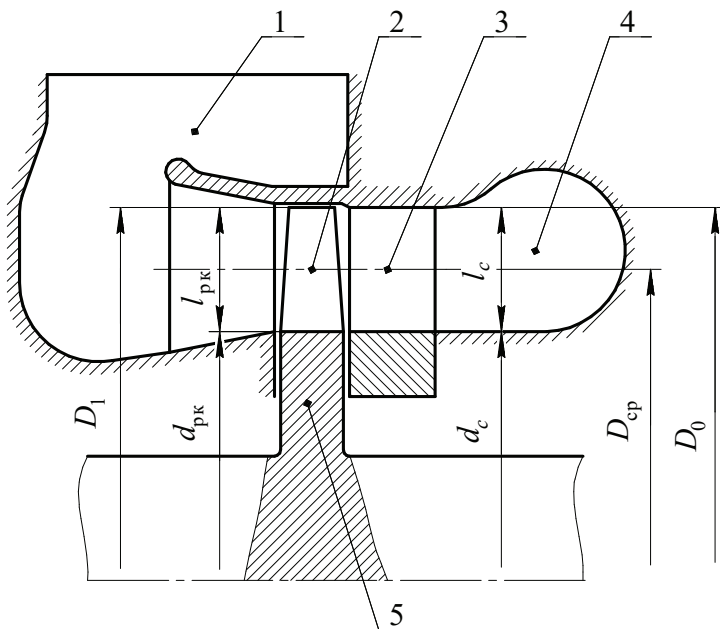


Рис. 6. Схема проточной части осевой турбины:

1 — газовыпускной корпус; 2 — рабочее колесо турбины; 3 — сопловой аппарат;
4 — газоприемный корпус; 5 — диск

Давление газа перед турбиной

$$p_t^* = p_2 \left(\frac{1}{1 - L_{\text{тад}}^* / (c_p' \cdot T_t^*)} \right)^{\frac{k'}{k'-1}} = 103 \left(\frac{1}{1 - 190,25 / (1,13 \cdot 900)} \right)^{3,94} = 232,9 \text{ кПа.}$$

Задаемся величиной среднего диаметра $D_{\text{ср}}$ лопаток соплового аппарата, исходя из соотношения $D_{\text{ср}} = (0,8 \dots 0,9) D_{\text{к}}$.

$$D_{\text{ср}} = 0,85 \cdot 0,23 = 0,196 \text{ м.}$$

Окружная скорость турбины на среднем диаметре

$$u_{\text{ср}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ср}} \cdot n_{\text{тк}}}{60} = \frac{\pi \cdot 0,196 \cdot 32900}{60} = 337,6 \text{ м/с.}$$

Отношение

$$\chi = \frac{u_{\text{ср}}}{c_{\text{ад}}} = \frac{337,6}{616,9} = 0,55.$$

Обычно в осевых турбинах $\chi = 0,45 \dots 0,55$.

Коэффициент напора турбины

$$\bar{H}_t = c_{ад}^2 / u_{ср}^2 = 1 / \chi^2 = 1 / 0,55^2 = 3,34.$$

Степень реактивности для осевых турбин $\rho_{ст} = 0,25 \dots 0,4$. Принимаем $\rho_{ст} = 0,35$.

Адиабатный теплоперепад в соплах

$$L_{са} = (1 - \rho_{ст}) \cdot L_{тад}^* = (1 - 0,35) \cdot 190,25 = 123,7 \text{ кДж/кг}.$$

Абсолютная скорость газа на выходе из сопел

$$c_1 = \varphi \sqrt{2L_{са}} = 0,96 \cdot \sqrt{2 \cdot 123,7 \cdot 10^3} = 477,4 \text{ м/с}.$$

Рекомендуемые значения $\varphi = 0,95 \dots 0,98$ для осевой турбины.

Принято $\varphi = 0,96$.

Задаемся углом выхода газа из соплового аппарата α_1 . Для осевых турбин $\alpha_1 = 18 \dots 25^\circ$. Принимаем $\alpha_1 = 20^\circ$.

Температура газа на выходе из сопел

$$T_1 = T_t^* - \frac{c_1^2}{2c_p'} = 900 - \frac{477,4^2}{2 \cdot 1,13 \cdot 10^3} = 799,1 \text{ К}.$$

Давление газа на выходе из сопел

$$p_1 = p_t^* \left(1 - \frac{L_{са}}{c_p' T_t^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 232,9 \cdot \left(1 - \frac{123,7}{1,13 \cdot 900} \right)^{3,94} = 139,8 \text{ кПа}.$$

Плотность газа на выходе из сопел

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{139,8}{0,287 \cdot 799,1} = 0,609 \text{ кг/м}^3.$$

Высота лопаток соплового венца

$$l_c = \frac{G_t}{\pi D_{ср} c_1 \sin \alpha_1 \rho_1} = \frac{2,01}{\pi \cdot 0,196 \cdot 477,4 \cdot \sin 20^\circ \cdot 0,609} = 0,033 \text{ м}.$$

Внутренний диаметр соплового венца

$$d_c = D_{ср} - l_c = 0,196 - 0,033 = 0,163 \text{ м}.$$

Наружный диаметр соплового венца

$$D_0 = D_{ср} + l_c = 0,196 + 0,033 = 0,229 \text{ м}.$$

Число лопаток соплового аппарата обычно $z_{ca} = 20 \dots 40$; определяется оно по выбранной величине относительного шага решетки и зависит от размера ТК. Часто количество лопаток соплового аппарата приходится выбирать кратным количеству выпускных каналов двигателя.

Принимаем $z_{ca} = 28$.

Адиабатный теплоперепад в рабочем колесе

$$L_{pk} = \rho_{ст} L_{тад}^* = 0,35 \cdot 190,25 = 66,6 \text{ кДж/кг.}$$

Относительная скорость на входе в рабочее колесо

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u_{cp}^2 - 2c_1 u_{cp} \cos \alpha_1} = \\ &= \sqrt{477,4^2 + 337,6^2 - 2 \cdot 477,4 \cdot 337,6 \cdot \cos 20^\circ} = 197,5 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Угол относительной скорости на входе в колесо

$$\beta_1 = \arcsin \frac{c_1 \cdot \sin \alpha_1}{w_1} = \arcsin \frac{477,4 \cdot \sin 20^\circ}{197,5} = 55,8^\circ = 55^\circ 48'.$$

Относительная скорость выхода газа из рабочего колеса

$$w_2 = \psi \sqrt{2L_{pk} \cdot 10^3 + w_1^2} = 0,96 \cdot \sqrt{2 \cdot 66,6 \cdot 10^3 + 197,5^2} = 398,3 \text{ м/с,}$$

где $\psi = 0,93 \dots 0,97$ — коэффициент скорости, учитывающий потери энергии в колесе турбины. Принято $\psi = 0,96$.

Температура газа на выходе из рабочего колеса

$$T_2 = T_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2c_p'} = 799,1 - \frac{398,3^2 - 197,5^2}{2 \cdot 1,13 \cdot 10^3} = 746,2 \text{ К.}$$

Плотность газа на выходе из колеса

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R'T_2} = \frac{103}{0,287 \cdot 746,2} = 0,481 \text{ кг/м}^3.$$

Пропускная способность турбины

$$\mu F = \frac{G_r}{\rho_2 \sqrt{2L_{тад}^*}} = \frac{2,01}{0,481 \cdot \sqrt{2 \cdot 190,25 \cdot 10^3}} = 0,00677 \text{ м}^2.$$

Высота лопаток рабочего колеса

$$l_{pk} = l_{ca} + (0 \dots 0,002) = 0,033 + 0,001 = 0,034 \text{ м.}$$

Диаметр ступицы рабочего колеса

$$d_{\text{рк}} = D_{\text{ср}} - l_{\text{рк}} = 0,196 - 0,034 = 0,162 \text{ м.}$$

Наружный диаметр рабочего колеса

$$D_1 = D_{\text{ср}} + l_{\text{рк}} = 0,196 + 0,034 = 0,230 \text{ м.}$$

Площадь выхода из колеса

$$F_2 = l_{\text{рк}} \pi D_{\text{ср}} = 0,034 \cdot \pi \cdot 0,196 = 0,0209 \text{ м}^2.$$

Угол выхода потока из колеса в относительном движении

$$\beta_2 = \arcsin \frac{G_{\text{т}}}{w_2 F_2 \rho_2} = \arcsin \frac{2,01}{398,3 \cdot 0,0209 \cdot 0,481} = 30,1^\circ = 30^\circ 6'.$$

Окружная и осевая составляющие абсолютной скорости на выходе из колеса:

$$c_{2u} = w_2 \cos \beta_2 - u_{\text{ср}} = 398,1 \cdot \cos 30,1^\circ - 337,8 = 6,6 \text{ м/с};$$

$$c_{2a} = w_2 \sin \beta_2 = 398,1 \cdot \sin 30,1^\circ = 199,6 \text{ м/с.}$$

Абсолютная скорость на выходе из колеса

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2} = \sqrt{6,6^2 + 199,6^2} = 199,7 \text{ м/с.}$$

Угол выхода потока в абсолютном движении

$$\alpha_2 = \arccos \frac{c_{2u}}{c_2} = \arccos \frac{6,6}{199,7} = 88,1^\circ = 88^\circ 6'.$$

Оптимальные значения угла α_2 лежат в пределах $80 \dots 90^\circ$.

Треугольники скоростей в турбине показаны на рис. 7.

Потери энергии в сопловом аппарате

$$Z_{\text{с}} = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \cdot \frac{c_1^2}{2} = \left(\frac{1}{0,96^2} - 1 \right) \cdot \frac{477,4^2}{2 \cdot 10^3} = 9,7 \text{ кДж/кг.}$$

Потери энергии в рабочем колесе

$$Z_{\text{рк}} = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \cdot \frac{w_2^2}{2} = \left(\frac{1}{0,96^2} - 1 \right) \cdot \frac{398,3^2}{2 \cdot 10^3} = 6,75 \text{ кДж/кг.}$$

Работа на лопатках турбины

$$L_{\text{л}} = L_{\text{тад}}^* - Z_{\text{с}} - Z_{\text{рк}} = 190,25 - 9,7 - 6,75 = 173,8 \text{ кДж/кг.}$$

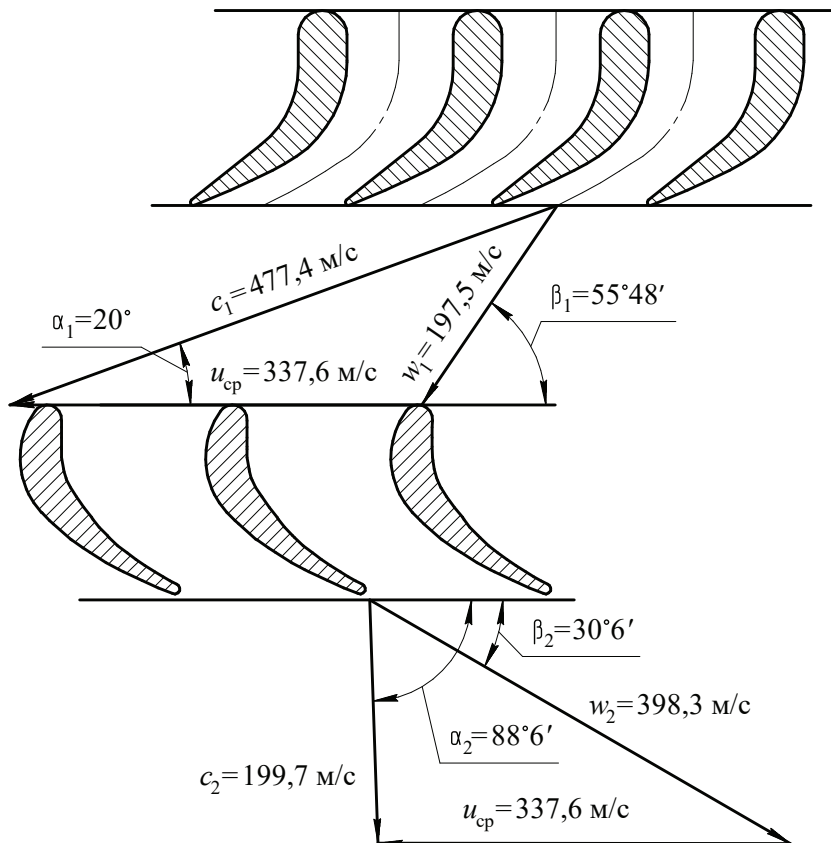


Рис. 7. Треугольники скоростей в осевой турбине

Адиабатный (лопаточный) КПД турбины

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{L_{\text{л}}}{L_{\text{гад}}^*} = \frac{173,8}{190,25} = 0,914.$$

Потери с выходной скоростью

$$Z_{\text{в}} = \frac{c_2^2}{2} = \frac{199,7^2}{2 \cdot 10^3} = 19,9 \text{ кДж/кг.}$$

Окружная работа турбины

$$L_u = L_{\text{л}} - Z_{\text{в}} = 173,8 - 19,9 = 153,9 \text{ кДж/кг.}$$

Окружной КПД турбины

$$\eta_u = \frac{L_u}{L_{\text{гад}}^*} = \frac{153,9}{190,25} = 0,81.$$

Потери на утечки

$$Z_{\text{ут}} = 0,01L_{\text{тад}}^* = 0,01 \cdot 190,25 = 1,9 \text{ кДж/кг.}$$

Потери на трение и вентиляцию

$$Z_{\text{тв}} = \beta \frac{D_{\text{ср}}^2}{G_{\text{т}}} \left(\frac{u_{\text{ср}}}{100} \right)^3 \cdot \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = 1,2 \cdot \frac{0,196^2}{2,01} \left(\frac{337,6}{100} \right)^3 \cdot \frac{0,628 + 0,481}{2} = 0,5 \text{ кДж/кг,}$$

где $\beta = (1,0 \dots 1,5)$ — коэффициент, учитывающий форму диска.

Внутренняя работа турбины

$$L_i = L_u - Z_{\text{ут}} - Z_{\text{тв}} = 153,9 - 1,9 - 0,5 = 151,5 \text{ кДж/кг.}$$

Внутренний КПД турбины

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_{\text{тад}}^*} = \frac{151,5}{190,25} = 0,796.$$

Полученное значение η_i должно отличаться от принятого в начале расчета не более чем на 2%. В противном случае расчет надо повторить, задавшись полученным значением η_i . Полученная в результате расчета погрешность составляет $(0,81 - 0,796) \cdot 100/0,81 = 1,7\%$, что вполне допустимо.

Мощность на валу турбины

$$N_{\text{т}} = L_i \cdot G_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{м}} = 151,5 \cdot 2,01 \cdot 0,92 = 280,2 \text{ кВт.}$$

Отличие $N_{\text{т}}$ от $N_{\text{к}}$ также должно составлять не более 2%.

Геометрические параметры турбины, полученные в результате расчета, приведены в табл. 4.

Схема проточных частей турбокомпрессора с осевой турбиной приведена в прил. 4.

Таблица 4

Геометрические параметры турбины

Параметр	Обозначение параметра	Числовое значение
Средний диаметр лопаток, мм	$D_{\text{ср}}$	196
Высота лопаток соплового венца, мм	$l_{\text{с}}$	33
Внутренний диаметр соплового венца, мм	$d_{\text{с}}$	163
Наружный диаметр соплового венца, мм	D_0	229
Высота лопаток рабочего колеса, мм	$l_{\text{рк}}$	34
Внутренний диаметр рабочего колеса, мм	$d_{\text{рк}}$	162
Наружный диаметр рабочего колеса, мм	D_1	230

2. Профилирование колеса компрессора

2.1. Построение меридиональных обводов колеса

Рассмотрим метод построения меридиональных обводов колеса компрессора, задаваясь уравнением средней линии канала в виде плавной кривой, например, части дуги эллипса.

Построение канала будем производить в системе координат $X-Z$, где ось X проходит по оси колеса, а ось Z — в радиальном направлении вдоль входной кромки лопатки (рис. 8).

Произведем построение меридиональных обводов колеса компрессора, геометрические параметры которого получены в результате проведенного выше расчета и приведены в табл. 3.

Исходные величины:

- ▶ радиус колеса на входе в компрессор $R_1 = D_1/2 = 152/2 = 76$ мм;
- ▶ радиус ступицы $r_1 = d_1/2 = 60/2 = 30$ мм;
- ▶ радиус колеса на выходе $R_2 = D_2/2 = 230/2 = 115$ мм;
- ▶ ширина колеса $B_k = 70$ мм;
- ▶ высота лопатки колеса на выходе $b_{2k} = 12$ мм.

Координаты граничных точек средней линии

- ▶ на входе в колесо — точка M

$$x_M = 0;$$

$$z_M = \frac{R_1 + r_1}{2} = \frac{76 + 30}{2} = 53 \text{ мм};$$

- ▶ на выходе из колеса — точка N

$$x_N = B_k - b_{2k}/2 = 70 - 12/2 = 64 \text{ мм};$$

$$z_N = R_2 = 115 \text{ мм}.$$

Центр осей эллипса располагается в точке O_1 на оси z .
 Координаты точки O_1 : $x_{O_1} = 0$; $z_{O_1} = c + z_M$.

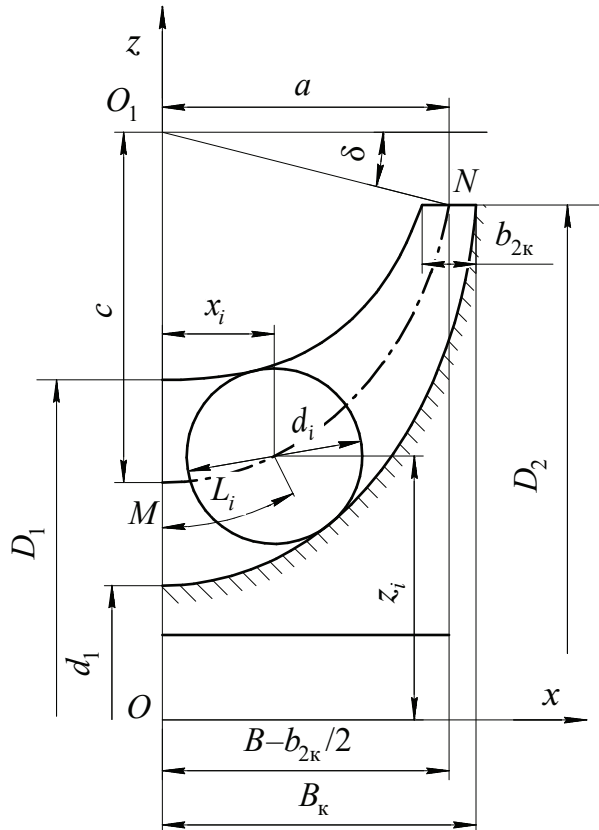


Рис. 8. Построение меридиональных обводов колеса

Уравнение эллипса

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{(z_{O_1} - z)^2}{c^2} = 1.$$

Координаты точек эллипса в параметрической форме

$$x = a \cdot \cos t; z_{O_1} - z = c \cdot \sin t.$$

Задаваясь значением параметра t из диапазона $10 \dots 15^\circ$, находим длины полуосей эллипса.

Принимаем $t = 12^\circ$.

Длина полуоси

$$a = \frac{x_N}{\cos t} = \frac{64}{\cos 12^\circ} = 65,43 \text{ мм.}$$

Для нахождения полуоси c решаем уравнение

$$c = \frac{z_{O_1} - z_N}{\sin t} = \frac{c + z_N - z_M}{\sin t}.$$

Отсюда

$$c = \frac{z_N - z_M}{1 - \sin t} = \frac{115 - 53}{1 - \sin 12^\circ} = 78,27 \text{ мм.}$$

Следовательно, $z_{O_1} = 78,27 + 53 = 131,27$ мм, и уравнение эллипса приобретает вид

$$\frac{x^2}{65,43^2} + \frac{(131,27 - z)^2}{78,27^2} = 1.$$

Отсюда

$$z = 131,27 - \sqrt{78,27^2 \cdot \left(1 - \frac{x^2}{65,43^2}\right)}.$$

Задаемся рядом значений x_i (10–15 точек) от $x_M = 0$ до $x_N = 64$ мм, причем с увеличением величины x_i сокращаем интервал между его значениями (табл. 6) и находим значения z_i .

Наносим полученные точки средней линии и соединяем их отрезками ломаной линии. Принимаем, что длина средней линии канала равна сумме полученных отрезков.

Длина отрезка:

$$L_i - L_{i-1} = \sqrt{(z_i - z_{i-1})^2 + (x_i - x_{i-1})^2}.$$

Длина средней линии

$$L = \sum (L_i - L_{i-1}).$$

В качестве примера приведем расчет средней линии канала для точек 2 и 3.

Задаемся значениями $x_2 = 15$ мм и $x_3 = 25$ мм.

$$z_2 = 131,27 - \sqrt{78,27^2 \cdot \left(1 - \frac{15^2}{65,43^2}\right)} = 55,08 \text{ мм.}$$

$$z_3 = 131,27 - \sqrt{78,27^2 \cdot \left(1 - \frac{25^2}{65,43^2}\right)} = 58,94 \text{ мм.}$$

$$L_3 - L_2 = \sqrt{(58,94 - 55,08)^2 + (25 - 15)^2} = 10,72 \text{ мм.}$$

Результаты расчета средней линии канала сведены в табл. 5.

Таблица 5

Средняя линия меридионального профиля

№ точки	x , мм	z , мм	$L_i - L_{i-1}$, мм	L_i , мм
$M(0)$	0	53	0	0
1	5	53,23	5,01	5,01
2	15	55,08	10,17	15,18
3	25	58,94	10,72	25,89
4	35	65,14	11,77	37,66
5	43	72,28	10,72	48,38
6	50	80,79	11,02	59,40
7	56	90,79	11,67	71,06
8	60,0	100,05	10,09	81,15
9	62,0	106,26	6,52	87,68
$N(10)$	64,0	115	8,96	96,64

Площадь канала на входе в колесо

$$F_M = (R_1 - r_1) \cdot 2z_M \cdot \pi = (76 - 30) \cdot 2 \cdot 53 \cdot \pi = 15318 \text{ мм}^2.$$

Площадь канала на выходе из колеса

$$F_N = b_{2к} \cdot 2 \cdot R_2 \cdot \pi = 12 \cdot 2 \cdot 115 \cdot \pi = 8671 \text{ мм}^2.$$

Близкий к оптимальному закон изменения площадей канала вдоль средней линии может быть выражен уравнением

$$F_i = F_M - (F_M - F_N) \left(1 - \bar{L}_i - \bar{L}_i^2 + \bar{L}_i^3 \right),$$

где L — длина средней линии от точки M до точки N ; L_i — длина средней линии от точки M до рассматриваемой точки; $\bar{L}_i = \frac{L - L_i}{L}$ — относительная длина средней линии.

Определив значения площадей для ряда точек средней линии, находим диаметры вписанных окружностей d_i : $d_i = \frac{F_i}{2\pi z_i}$.

Приведем расчет диаметров вписанных окружностей для точек 2 и 3. Из расчета средней линии канала имеем:

$$L_2 = 15,18 \text{ мм}; L_3 = 25,89 \text{ мм}; L = 96,64 \text{ мм}.$$

Определяем значения величин:

$$\bar{L}_2 = \frac{96,64 - 15,18}{96,64} = 0,843; \quad \bar{L}_3 = \frac{96,64 - 25,89}{96,64} = 0,732.$$

$$F_2 = 15318 - (15318 - 8671) \cdot (1 - 0,843 - 0,843^2 + 0,843^3) = 15016 \text{ мм}^2.$$

$$F_3 = 15318 - (15318 - 8671) \cdot (1 - 0,732 - 0,732^2 + 0,732^3) = 14492 \text{ мм}^2.$$

$$d_2 = \frac{15016}{2\pi \cdot 55,08} = 43,38 \text{ мм}; \quad d_3 = \frac{14492}{2\pi \cdot 58,94} = 39,13 \text{ мм}.$$

Результаты расчета сведены в табл. 6.

После построения окружностей проводим их огибающие, которые образуют внешнюю и внутреннюю границы канала. Требование по пределам изменения углов наклона касательных к обводам канала должно обеспечиваться выполнением следующих условий:

$$(2z_1 + d_1) \geq D_1; \quad (x_{N-1} + d_{N-1}/2) \leq B.$$

Проверим сечения 1 и 9.

Сечение 1: $2 \times 53,23 + 45,70 = 152,16 > 152 \text{ мм}.$

Сечение 9: $62 + 13,99/2 = 68,995 < 70 \text{ мм}.$

Таблица 6

Диаметры вписанных окружностей

№ точки	\bar{L}_i	\bar{L}_i^2	\bar{L}_i^3	$F_i, \text{мм}^2$	$d_i, \text{мм}$
$M(0)$	1	1	1	15318	46,00
1	0,948	0,899	0,852	15283	45,70
2	0,843	0,711	0,599	15016	43,38
3	0,732	0,536	0,392	14492	39,13
4	0,610	0,372	0,227	13692	33,45
5	0,499	0,249	0,125	12820	28,23
6	0,385	0,148	0,057	11839	23,32
7	0,265	0,070	0,019	10773	18,88
8	0,160	0,026	0,004	9880	15,72
9	0,063	0,009	0,001	9339	13,99
$N(10)$	0	0	0	8671	12,00

Следовательно, проводить корректировку обводов не требуется.

В случае невыполнения указанных условий необходимо повторить расчет, задавая большее значение параметра t , или провести корректировку обводов графическим путем, выполнив часть внешнего об-

вода от входа в колесо и часть внутреннего обвода у выхода из колеса отрезками прямой, плавно сопрягающейся с дальнейшей линией обвода. Законом изменения площадей в данном случае пренебрегаем, так как изменения незначительны.

Пример построения меридиональных обводов приведен в прил. 3.

2.2. Профилирование лопаток рабочего колеса в цилиндрическом сечении

Профилирование лопаток проведем в цилиндрическом сечении $A-A$ (рис. 9) по наружному диаметру входа в колесо $D_1 = 152$ мм. Схема профилирования лопаток в цилиндрическом сечении приведена на рис. 10.

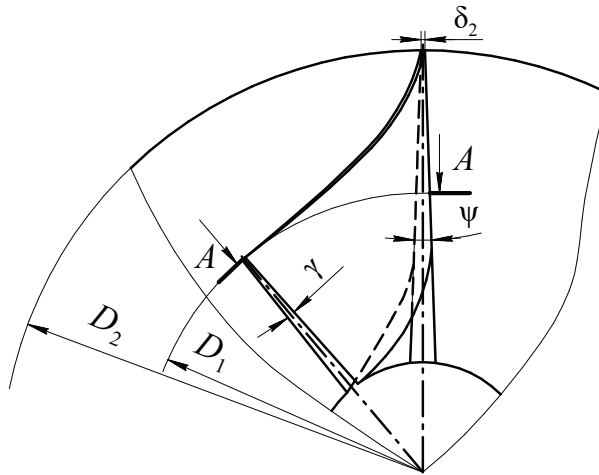


Рис. 9. Схема цилиндрического сечения колеса компрессора

Выполним профилирование рабочего колеса компрессора, геометрические параметры которого получены в результате проведенного выше расчета и приведены в табл. 3.

Из расчета имеем на $D_{1\text{л ср}}$ угол установки лопатки $\beta_{1\text{л ср}} = 40^\circ$.

Угол установки лопатки на диаметре D_1 :

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \left(\frac{D_{1\text{л ср}}}{D_1} \operatorname{tg} \beta_{1\text{л ср}} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{116}{152} \cdot \operatorname{tg} 40^\circ \right) = 32,6^\circ.$$

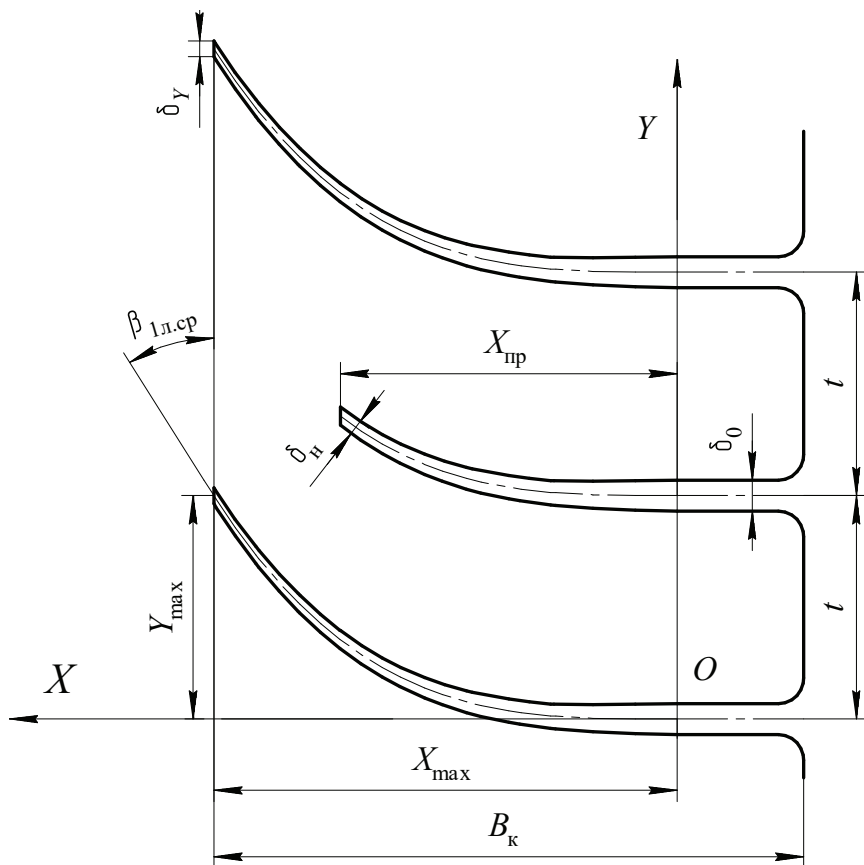


Рис. 10. Схема профилирования лопатки в цилиндрическом сечении

Примем толщину лопатки на наружном диаметре на выходе из колеса $\delta_2 = 1,0$ мм, толщины полной и промежуточной лопаток в нормальном сечении на наружном диаметре входа в колесо $\delta_n = 1,0$ мм. Примем угол клиновидности лопатки у диска $\psi = 4^\circ$, угол клиновидности лопатки на входе в колесо $\gamma = 0^\circ$, ширину полной лопатки $X_{\max} = 0,797B_k = 0,797 \cdot 70 = 55$ мм, ширину промежуточной лопатки $X_{\max \text{ пр}} = 35$ мм.

Толщина лопатки в сечении $A-A$ со стороны диска

$$\delta_0 = \delta_2 + 2 \cdot \frac{D_2 - D_1}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\psi}{2} = 1,0 + (230 - 152) \cdot \operatorname{tg} \frac{4}{2} = 3,72 \text{ мм.}$$

Толщина полной лопатки в окружном направлении на входе в колесо

$$\delta_y = \frac{\delta_n}{\sin \beta_1} = \frac{1}{\sin 32,6^\circ} = 1,86 \text{ мм.}$$

Шаг лопаток на диаметре D_1

$$t = \frac{\pi D_1}{z_n} = \frac{\pi \cdot 152}{18} = 26,53 \text{ мм.}$$

Закон изменения формы средней линии профиля выбираем таким образом, чтобы обеспечить плавный переход от заданного угла установки β_1 к осевому направлению сечения лопатки. Этому требованию удовлетворяет, например, функция $Y = \kappa \cdot X^n$. Примем разворот профиля полной лопатки по дуге окружности D_1 $Y_{\max} = t = 26,53$ мм. Тогда

$$n = \frac{X_{\max}}{Y_{\max}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_1} = \frac{55}{26,53} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} 32,6^\circ} = 3,24.$$

$$\kappa = \frac{Y_{\max}}{X_{\max}^n} = \frac{26,53}{55^{3,24}} = 0,6095 \cdot 10^{-4}.$$

Уравнение средней линии профиля лопатки

$$Y = 0,6095 \cdot 10^{-4} \cdot X^{3,24}.$$

Расчет координат профиля средней линии производим, принимая шаг по оси X равным 5 мм.

Результаты расчета приведены в табл. 7.

Таблица 7

Координаты профиля средней линии лопатки, мм

Ось	Значение											
X	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
$Y_{\text{ср}}$	0	0,011	0,106	0,39	1,00	2,05	3,72	6,13	9,45	13,85	19,48	26,53

Задаваясь изменением толщин полной и промежуточной лопаток в нормальном сечении вдоль координаты X по линейному закону, находим их значение, мм,

$$\delta = \delta_o - (\delta_o - \delta_n) \cdot \frac{X}{X_{\max}} = 3,72 - (3,72 - 1) \cdot \frac{X}{55}.$$

$$\delta_{\text{пр}} = \delta_o - (\delta_o - \delta_n) \cdot \frac{X}{X_{\max \text{ пр}}} = 3,72 - (3,72 - 1) \cdot \frac{X}{35}.$$

Результаты расчета приведены в табл. 8.

Таблица 8

Координаты толщин лопаток в нормальном сечении, мм

Параметр	Значение											
X	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
δ	3,72	3,47	3,23	2,98	2,73	2,49	2,24	1,99	1,74	1,50	1,25	1,00
$\delta_{\text{пр}}$	3,72	3,33	2,94	2,55	2,17	1,78	1,39	1,00				

Находим угол наклона касательной к средней линии в заданных сечениях

$$\beta_X = \arctg \left[\operatorname{tg} \beta_1 \cdot \left(\frac{X_{\max}}{X} \right)^{n-1} \right] = \arctg \left[\operatorname{tg} 32,6^\circ \cdot \left(\frac{55}{X} \right)^{3,24-1} \right].$$

Результаты расчета приведены в табл. 9.

Таблица 9

Угол наклона касательной к средней линии лопатки, град

Параметр	Значение											
X	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
β_X	90	89,61	88,12	85,31	81,02	75,34	68,41	60,68	52,77	45,21	38,95	32,6

Находим толщину лопаток в окружном направлении

$$\delta_Y = \frac{\delta}{\sin \beta_X} \cdot \delta_{Y_{\text{пр}}} = \frac{\delta_{\text{пр}}}{\sin \beta_X}.$$

Результаты расчета приведены в табл. 10.

Таблица 10

Толщина лопаток в окружном направлении, мм

Параметр	Значение											
X	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
δ_Y	3,72	3,47	3,23	2,99	2,77	2,57	2,41	2,28	2,19	2,11	2,01	1,86
$\delta_{Y_{\text{пр}}}$	3,72	3,47	2,94	2,56	2,20	1,84	1,45	1,15				

Находим координаты профилей спинки и корытца полной лопатки

$$Y_{\text{сп}} = Y_{\text{ср}} - \frac{\delta_Y}{2}; \quad Y_{\text{кор}} = Y_{\text{ср}} + \frac{\delta_Y}{2}.$$

Результаты расчета приведены в табл. 11.

Таблица 11

Координаты профилей спинки и корытца полной лопатки

Пара-метр	Значение											
X	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
$Y_{\text{сп}}$	-1,86	-1,73	-1,51	-1,1	-0,38	0,77	2,52	4,99	8,36	12,80	18,48	25,60
$Y_{\text{кор}}$	1,86	1,75	1,72	1,80	2,38	3,33	4,92	7,27	10,55	14,9	20,49	27,46

Промежуточная лопатка смещена относительно полной лопатки на величину шага t , следовательно,

$$Y_{\text{сп пр}} = Y_{\text{сп}} + t - \frac{\delta_{\text{упр}}}{2}; \quad Y_{\text{кор пр}} = Y_{\text{кор}} + t + \frac{\delta_{\text{упр}}}{2}.$$

Результаты расчета приведены в табл. 12.

Таблица 12

Координаты профилей спинки и корытца промежуточной лопатки

Параметр	Значение							
X	0	5	10	15	20	25	30	35
$Y_{\text{сп пр}}$	24,67	24,81	25,17	25,64	26,43	27,66	29,53	32,09
$Y_{\text{кор пр}}$	28,39	28,28	28,11	28,20	28,63	29,50	30,98	33,24

Расчет координат профилей следующих лопаток можно продолжить, смещая их положение на величину шага лопатки. По полученным в результате расчета координатам строятся профили лопаток, как показано в прил. 3.

3. Профилирование лопаточного диффузора

Одним из простейших способов профилирования лопаток диффузора является построение их профилей дугами окружностей (рис. 11).

Исходными данными для профилирования являются геометрические параметры диффузора из расчета компрессора:

- ▶ диаметр выхода из БЛД $D_3 = 258$ мм; $R_3 = D_3/2 = 258/2 = 129$ мм;
- ▶ диаметр выхода из ЛД $D_4 = 354$ мм; $R_4 = D_4/2 = 354/2 = 177$ мм;
- ▶ угол установки лопаток на входе в ЛД $\alpha_3 = 20,7^\circ$;
- ▶ угол установки лопаток на выходе из ЛД $\alpha_4 = 32,7^\circ$;
- ▶ количество лопаток $z_{\text{Д}} = 17$.

Произведем построение профилей спинки и корытца лопатки радиусами таким образом, чтобы лопатка имела переменное сечение с максимальной толщиной у середины длины лопатки. Для обеспечения этого требования необходимо, чтобы спинка лопатки выполнялась меньшим радиусом, а корытце лопатки большим радиусом по сравнению с радиусом средней линии лопатки. Для этого зададим углы установки профилей спинки и корытца:

$$\alpha_{3\text{сп}} = \alpha_3 + (2...3)^\circ. \text{ Принимаем } \alpha_{3\text{сп}} = \alpha_3 + 3^\circ = 20,7^\circ + 3^\circ = 23,7^\circ.$$

$$\alpha_{3\text{кор}} = \alpha_3 - (2...3)^\circ. \text{ Принимаем } \alpha_{3\text{кор}} = \alpha_3 - 3^\circ = 20,7^\circ - 3^\circ = 17,7^\circ.$$

$$\alpha_{4\text{сп}} = \alpha_4 - (2...3)^\circ. \text{ Принимаем } \alpha_{4\text{сп}} = \alpha_4 - 2,5^\circ = 32,7^\circ - 2,5^\circ = 30,2^\circ.$$

$$\alpha_{4\text{кор}} = \alpha_4 + (2...3)^\circ. \text{ Принимаем } \alpha_{4\text{кор}} = \alpha_4 + 3^\circ = 32,7^\circ + 3^\circ = 35,7^\circ.$$

Построение профилей спинки и корытца начинается с точек сопряжения их с радиусом входной кромки лопатки $r = 0,5$ мм.

Радиус средней линии лопатки

$$R_{\text{л}} = \frac{R_4^2 - R_3^2}{2(R_4 \cos \alpha_4 - R_3 \cos \alpha_3)} = \frac{177^2 - 129^2}{2(177 \cos 32,7 - 129 \cos 20,7)} = 259,73 \text{ мм.}$$

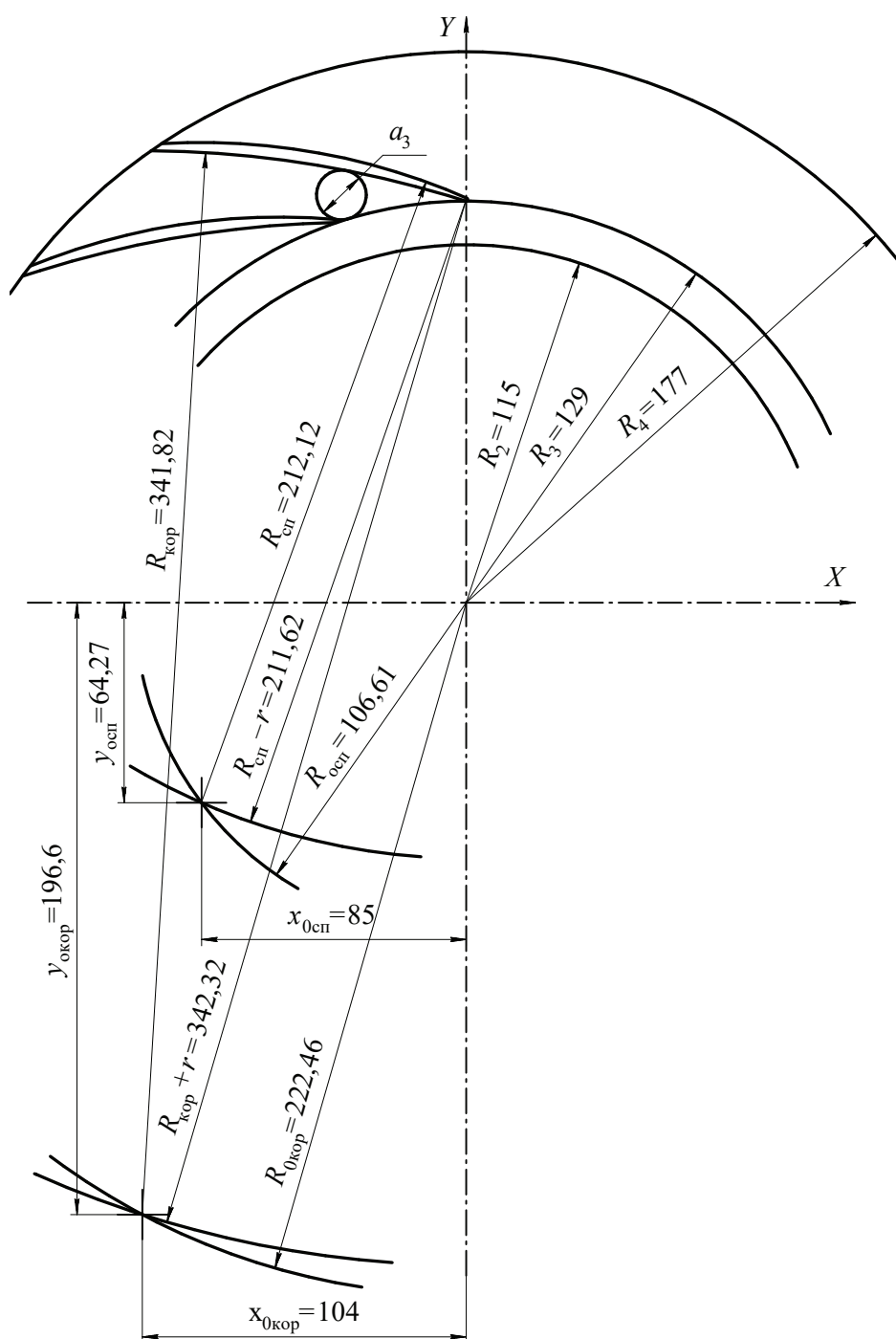


Рис. 11. Построение профилей лопаток диффузора компрессора

Радиусы спинки лопатки

$$R_{\text{сп}} = \frac{R_4^2 - (R_3 + r)^2}{2 \cdot [R_4 \cdot \cos \alpha_{4\text{сп}} - (R_3 + r) \cdot \cos \alpha_{3\text{сп}}]} - r =$$

$$= \frac{177^2 - (129 + 0,5)^2}{2 \cdot [177 \cdot \cos 30,2 - (129 + 0,5) \cdot \cos 23,7]} - 0,5 = 212,12 \text{ мм.}$$

Радиус корытца лопатки

$$R_{\text{кор}} = \frac{R_4^2 - (R_3 + r)^2}{2 \cdot [R_4 \cdot \cos \alpha_{4\text{кор}} - (R_3 + r) \cdot \cos \alpha_{3\text{кор}}]} - r =$$

$$= \frac{177^2 - (129 + 0,5)^2}{2 \cdot [177 \cdot \cos 35,2 - (129 + 0,5) \cdot \cos 17,7]} - 0,5 = 341,82 \text{ мм.}$$

Радиусы центров спинки и корытца

$$R_{0\text{сп}} = \sqrt{(R_{\text{сп}} - r)^2 + (R_3 + r)^2 - 2 \cdot (R_{\text{сп}} - r) \cdot (R_3 + r) \cdot \cos \alpha_{3\text{сп}}} =$$

$$= \sqrt{(212,12 - 0,5)^2 + (129 + 0,5)^2 - 2 \cdot (212,12 - 0,5) \cdot (129 + 0,5) \cdot \cos 23,7} =$$

$$= 106,61 \text{ мм.}$$

$$R_{0\text{кор}} = \sqrt{(R_{\text{кор}} + r)^2 + (R_3 + r)^2 - 2 \cdot (R_{\text{кор}} + r) \cdot (R_3 + r) \cdot \cos \alpha_{3\text{кор}}} =$$

$$= \sqrt{(341,82 + 0,5)^2 + (129 + 0,5)^2 - 2 \cdot (341,82 + 0,5) \cdot (129 + 0,5) \cdot \cos 17,7} =$$

$$= 222,46 \text{ мм.}$$

Построение профилей лопаток (рис. 11) начинаем с проведения из одного центра радиусов диффузора $R_3 = 129$ мм и $R_4 = 177$ мм и радиусов центров окружностей $R_{0\text{сп}} = 106,61$ мм и $R_{0\text{кор}} = 222,46$ мм. Затем проводим окружность радиуса $r = 0,5$ мм, касающуюся внутреннего радиуса диффузора $R_3 = 129$ мм.

Из центра окружности радиуса r радиусом $R_{\text{сп}} - r = 211,62$ мм проводим дугу до пересечения с радиусом центра окружности $R_{0\text{сп}}$. Точка пересечения является центром радиуса спинки данной лопатки.

Таким же образом радиусом $R_{\text{кор}} + r = 342,32$ мм находим центр радиуса корытца лопатки.

После построения профилей спинки и корытца необходимо графически проверить толщину выходной кромки лопатки. Она должна быть

в пределах от одной до двух толщин входной кромки лопатки. В противном случае необходимо изменить величину углов $\alpha_{4\text{сп}}$ и $\alpha_{4\text{кор}}$ и повторить расчет.

Профиль следующей лопатки получается смещением на величину шага лопаток диффузора.

Координаты центров радиусов спинки и корытца в прямоугольной системе координат имеют следующий вид:

$$x_{0\text{сп}} = (R_{\text{сп}} - r) \sin \alpha_{3\text{сп}} = (212,12 - 0,5) \sin 23,7^\circ = 85 \text{ мм.}$$

$$\begin{aligned} y_{0\text{сп}} &= (R_3 + r) - (R_{\text{сп}} - r) \cos \alpha_{3\text{сп}} = (129 + 0,5) - (212,12 - 0,5) \cos 23,7^\circ = \\ &= -64,27 \text{ мм.} \end{aligned}$$

$$x_{0\text{кор}} = (R_{\text{кор}} + r) \sin \alpha_{3\text{кор}} = (341,82 + 0,5) \sin 17,7^\circ = 104 \text{ мм.}$$

$$\begin{aligned} y_{0\text{кор}} &= (R_3 + r) - (R_{\text{кор}} + r) \cos \alpha_{3\text{кор}} = (129 + 0,5) - (341,82 + 0,5) \cos 17,7^\circ = \\ &= -196,6 \text{ мм.} \end{aligned}$$

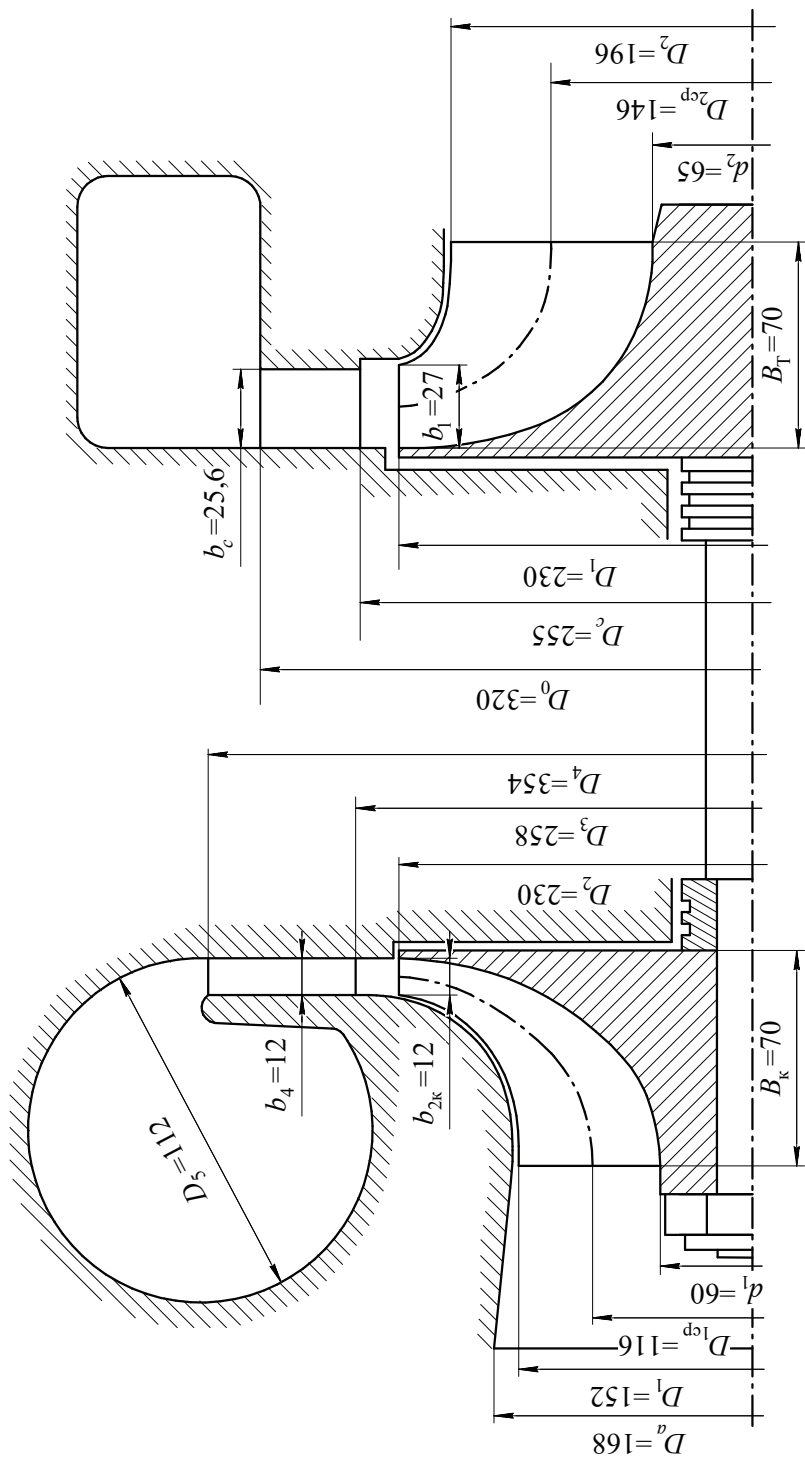
Результат построения показан на рис. 11.

Список литературы

1. Савельев Г. М. Турбокомпрессоры и теплообменники наддувочного воздуха автомобильных двигателей / Г. М. Савельев, Е. Н. Зайченко. — Ярославль : Верх.-Волж. кн. изд-во, 1983. — 96 с.: ил.
2. Турбокомпрессоры для наддува дизелей: справочное пособие / Б. П. Байков [и др.]. — Ленинград : Машиностроение, 1975. — 200 с.
3. Шерстюк А. Н. Радиально-осевые турбины малой мощности / А. Н. Шерстюк, А. Е. Зарянкин. — Москва : Машиностроение, 1976. — 208 с.
4. Холщевников К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин / К. В. Холщевников, О. Н. Емин, В. Т. Митрохин. — Москва : Машиностроение, 1986. — 610 с.
5. Агрегаты воздухоснабжения комбинированных двигателей / Д. А. Дехович [и др.]. — Москва : Машиностроение, 1973. — 296 с.
6. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н. С. Ханин [и др.]. — Москва : Машиностроение, 1991. — 336 с.: ил. — ISBN 5-217-00450-9.
7. Солнцев Д. М. Агрегаты наддува двигателей: конспект лекций / Д. М. Солнцев. — Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2000. — 168 с. — ISBN 978-5-7996-2981-6.

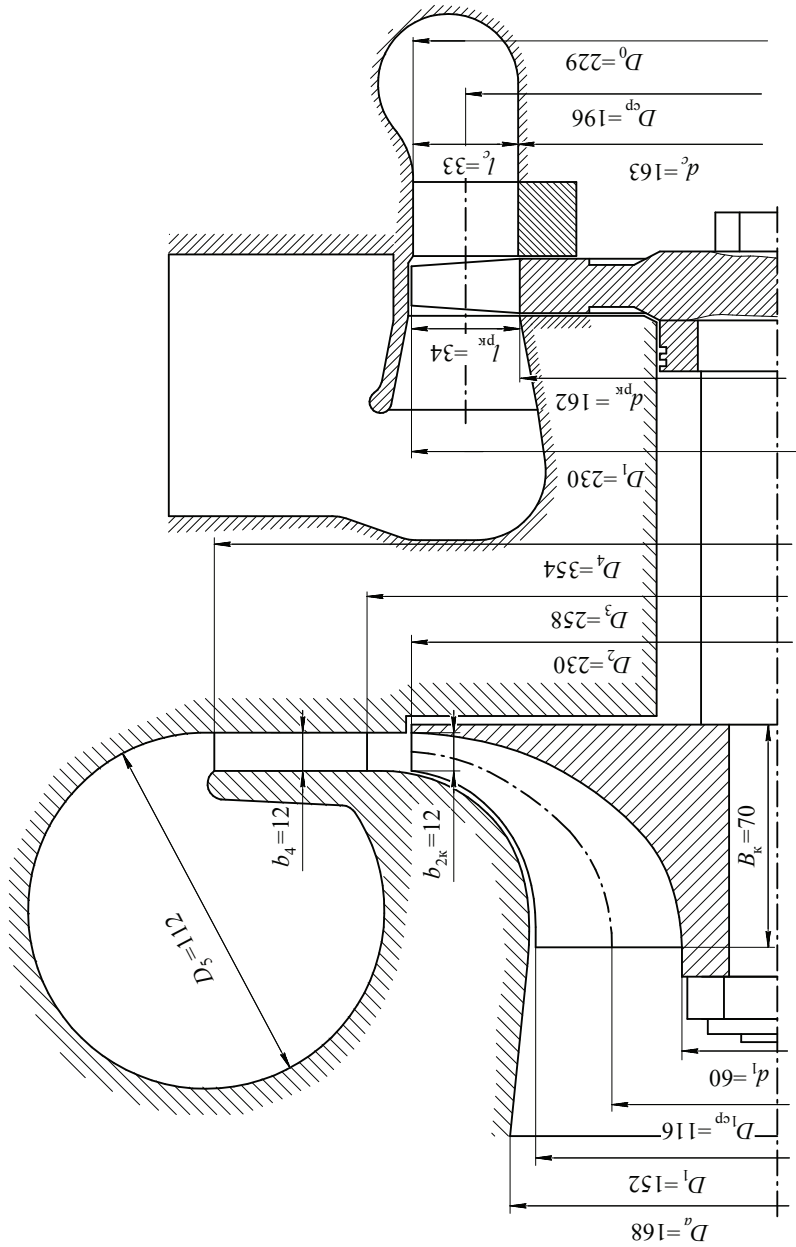
Приложение 1

Схемы проточных частей турбокомпрессора с радиально-осевой турбиной



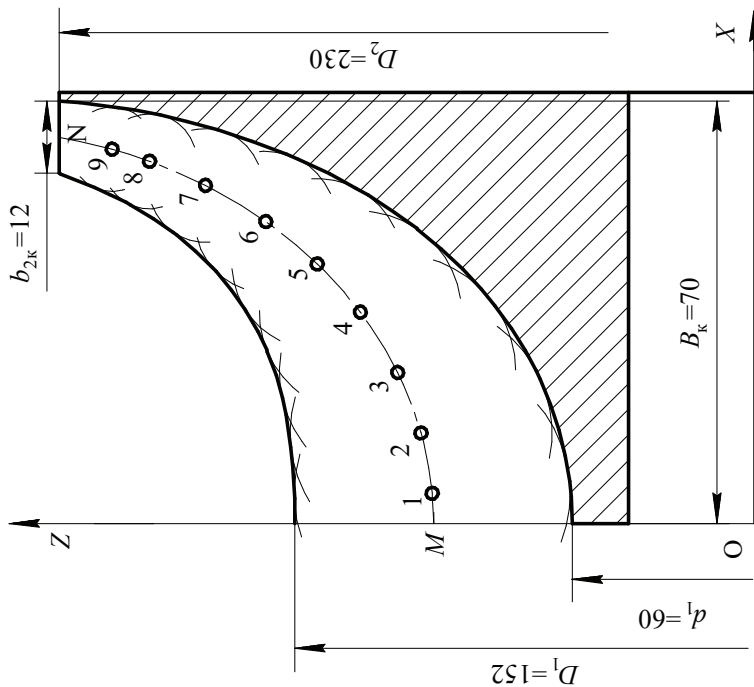
Приложение 2

Схемы проточных частей турбокомпрессора с осевой турбиной

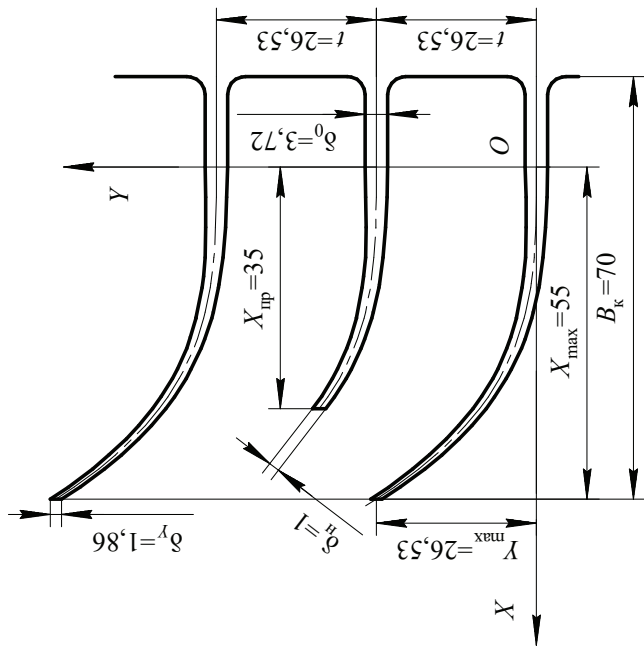


Приложение 3

Построение меридионального обвода колеса компрессора



Построение профилей лопаток в цилиндрическом сечении



Приложение 4



**Уральский
федеральный
университет**
имени первого Президента
России Б.Н.Ельцина

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«Уральский федеральный университет имени первого Президента
России Б. Н. Ельцина (УрФУ)»
Институт _____
Кафедра/департамент _____

Задание на курсовой проект/работу

Студент _____

группа _____

специальность/направление подготовки

Энергетическое машиностроение

1. Тема курсового проекта/работы

Газодинамический расчет турбокомпрессора для двигателя внутреннего сгорания

2. Содержание проекта/работы, в том числе состав графических работ и расчетов.

Исходные данные для расчета:

- мощность двигателя $N_e = 200$ кВт;
- удельный расход топлива $g_e = 0,221$ кг/(кВт·ч);
- суммарный коэффициент избытка воздуха в двигателе $\alpha_\Sigma = 2,1$;
- давление наддува $p_k = 240$ кПа;
- потеря давления в воздухофильтре (глушителе) $\Delta p_\phi = 3$ кПа;
- температура газа перед турбиной $T_T^* = 823$ К;
- противодействие на выходе из турбины $p_2 = 107$ кПа;

3. Дополнительные сведения

Турбина — радиально-осевая;

Прототип — турбокомпрессор ТКР11.

4. План выполнения курсового проекта/работы

Наименование элементов курсовой работы	Сроки	Примечания	Отметка о выполнении
1. Газодинамический расчет компрессора	30.11.2020		
2. Газодинамический расчет турбины	05.12.2020		
3. Профилирование колеса компрессора	10.12.2020	На формате А3	
4. Схема проточных частей	15.12.2020	На формате А3	
5. Защита курсовой работы	20.12.2020		

Руководитель _____/Шестаков Д. С./

Приложение 5

Варианты задания на курсовую работу

Задание на курсовую работу формулируется следующим образом.
Выполнить газодинамический расчет турбокомпрессора для наддува двигателя со следующими исходными данными:

- мощность двигателя N_e , кВт;
- удельный расход топлива g_e , кг/(кВт·ч);
- суммарный коэффициент избытка воздуха в двигателе α_Σ ;
- давление наддува p_k , кПа;
- потеря давления в воздухофильтре (глушителе) Δp_ϕ , кПа;
- температура газа перед турбиной T_T^* , К;
- противодавление на выходе из турбины p_2 , кПа;
- наименование прототипа турбокомпрессора.

Турбокомпрессор состоит из центробежного компрессора и радиально-осевой или осевой турбины, в каждом варианте задается прототип.

Варианты исходных данных приведены в табл. 1.

Таблица 1

Варианты исходных данных для расчета турбокомпрессора

№ варианта	Исходные параметры								
	N_e , кВт	g_e , кг/кВт·ч	α_Σ	p_k , кПа	Δp_ϕ , кПа	T_T^* , К	p_2 , кПа	Тип турбины	Прототип
1	75	0,239	2,0	150	3	873	106	Радиально-осевая	ТКР8,5
2	90	0,239	2,0	185	3	873	106	Радиально-осевая	ТКР8,5
3	180	0,220	2,0	150	3	800	106	Радиально-осевая	ТКР11
4	220	0,216	2,0	205	3	823	106	Радиально-осевая	ТКР11
5	200	0,221	2,1	155	3	823	106	Радиально-осевая	ТКР14
6	300	0,216	2,2	185	3	823	106	Радиально-осевая	ТКР14
7	550	0,218	2,0	190	3	800	106	Радиально-осевая	ТКР18

№ варианта	Исходные параметры								
	N_e , кВт	g_e , кг/кВт·ч	α_Σ	p_k , кПа	Δp_ϕ , кПа	T_T^* , К	p_2 , кПа	Тип турбины	Прото-тип
8	650	0,219	2,0	245	3	823	106	Радиально-осевая	ТКР18
9	700	0,219	2,0	175	3	800	106	Радиально-осевая	ТКР23
10	800	0,220	2,1	250	3	873	106	Радиально-осевая	ТКР23
11	450	0,220	2,1	225	3	873	106	Осевая	ТК18
12	400	0,220	2,2	170	3	800	106	Осевая	ТК18
13	850	0,215	2,0	200	3	823	106	Осевая	ТК23
14	1000	0,216	2,0	240	3	853	106	Осевая	ТК23
15	1100	0,230	2,1	190	3	823	106	Осевая	ТК30
16	1300	0,220	2,2	220	3	853	106	Осевая	ТК30
17	1600	0,225	2,1	180	3	800	106	Осевая	ТК34
18	1800	0,220	2,1	205	3	823	106	Осевая	ТК34
19	2000	0,220	2,2	170	3	800	106	Осевая	ТК38
20	2400	0,230	2,2	230	3	800	106	Осевая	ТК38

Студенту исходные данные к проектированию выдаются на бланке, приведенном в прил. 4.

Приложение 6

Объем и оформление курсовой работы

Курсовая работа включает в себя расчетно-пояснительную записку и графическую часть.

Вся расчетно-пояснительная записка должна быть написана сжато, без общепринятых элементарных положений и выводов из учебников, лишнего справочного материала и т. д. Объем записки 20...30 страниц. Записка выполняется на листах формата А4 (210×297), размер шрифта 14.

Каждую используемую в расчетах величину необходимо кратко обосновать и расшифровать как по смыслу, так и по размерности и привести ее значение.

Расчеты и описания должны сопровождаться необходимыми эскизами.

Основная часть записки должна иметь цифровую рубрикацию разделов.

Страницы должны быть пронумерованы (1-я страница — титульный лист не имеет нумерации).

Структура расчетно-пояснительной записки:

1. Титульный лист.
2. Задание на проектирование.
3. Содержание.
4. Введение.
5. Газодинамический расчет компрессора.
6. Газодинамический расчет турбины.
7. Профилирование рабочего колеса компрессора.
8. Профилирование лопаточного диффузора.
9. Заключение.
10. Список использованной литературы.

Во введении необходимо на основании краткого анализа обосновать выбор типа компрессора и турбины.

Исходные данные для расчета турбокомпрессора принимаются на основании технического задания на проектирование.

Расчеты турбины и компрессора являются основными разделами пояснительной записки и составляют 70...80 % ее объема.

Полученные в результате расчета показатели компрессора и турбины должны не более чем на 2 % отличаться от заданных или принятых в начале расчета параметров (давление наддува p_k ; адиабатический КПД компрессора $\eta_{\text{кад}}$; внутренний КПД турбины η_i и ее мощность N_T). Если эти расхождения будут превышать 2 %, то расчет необходимо повторить при других значениях применяемых коэффициентов.

В заключении кратко излагаются результаты выполненной работы.

По результатам расчета необходимо выполнить схему проточных частей турбокомпрессора и построить меридиональные обводы колеса, профиль лопатки в цилиндрическом сечении и профиль лопаток диффузора.

Графическая часть выполняется на листах формата А3 и включает в себя:

- схему проточных частей турбокомпрессора (прил. 1 и 2);
- построение геометрии колеса компрессора — меридиональных обводов колеса компрессора и профилей лопаток в цилиндрическом сечении (прил. 3);

Кроме того, в качестве рисунков в пояснительную записку вставляются треугольники скоростей компрессора и турбины, а также результаты построения профилей лопаток диффузора.

Приложение 7

Нормоконтроль и защита курсовой работы

Курсовая работа должна отвечать действующему стандарту, который устанавливает содержание и порядок проведения нормоконтроля документации, соблюдение норм и требований, установленных стандартами и другими нормативно-техническими документами.

Нормоконтролю подлежат все материалы, включенные в курсовую работу согласно заданию, и осуществляет его руководитель проекта. После проверки нормоконтролера курсовая работа допускается к защите.

При проверке пояснительной записки нормоконтроль предусматривает:

1. Соблюдение требований стандартов на текстовые документы.
2. Соответствие обозначений показателей и расчетных величин нормативным данным, установленным в стандартах и других нормативно-технических документах.
3. Применение международной системы единиц.
4. Наличие и правильность ссылок на стандарты и другие нормативно-технические документы.

При проверке чертежной документации нормоконтроль охватывает следующие вопросы:

1. Комплектность документации, то есть соответствие техническому заданию на проектирование.
2. Соответствие обозначений и надписей на листах курсовой работы.
3. Применение международной системы единиц.
4. Выполнение графической части в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД:
 - соблюдение форматов;
 - правильность начертания линий;
 - соблюдение масштабов, правильность их обозначения;
 - расположение и использование условностей и упрощений при изображении конструктивных элементов;
 - нанесение размеров;
 - правильность выполнения надписей в штампах.

Защита курсовой работы проводится перед руководителем или преподавателем дисциплины.

Оценка курсовой работы производится на основании положения об экзаменах и зачетах с учетом следующих факторов:

- качества выполненной работы;
- качества защиты и ответов на вопросы;
- сроков выполнения;
- соблюдения требований ГОСТа.

Приложение 8

Вопросы к защите курсовой работы

1. Вопросы к расчету компрессора.
 - 1.1. Назначение компрессора, вид компрессора в расчете.
 - 1.2. Структура проточной части компрессора, назначение каждого элемента.
 - 1.3. Изменение параметров (скорости давления, температуры, полной температуры) при течении воздуха в проточной части компрессора.
 - 1.4. Основные показатели компрессора, использованные при расчете, их смысл.
 - 1.5. Уравнения и законы, применяемые при расчете компрессора.
 - 1.6. Изменение скоростей на входе и выходе из колеса компрессора, виды скоростей, треугольник скоростей.
 - 1.7. Конструктивные особенности и виды элементов проточной части (вид входного устройства, тип колеса, тип диффузора).
 - 1.8. Тип колеса компрессора в зависимости от степени реактивности.
 - 1.9. Величина и назначение коэффициента мощности.
 - 1.10. Потери энергии в проточной части компрессора, виды потерь.
2. Вопросы к расчету турбины.
 - 2.1. Назначение и классификация газовых турбин.
 - 2.2. Обоснование выбора типа турбины.
 - 2.3. Структура проточной части турбины, назначение каждого элемента.
 - 2.4. Изменение параметров (скорости давления, температуры, полной температуры) при течении воздуха в проточной части турбины.
 - 2.5. Принцип действия турбины на примере расчета.
 - 2.6. Уравнения и законы, применяемые при расчете турбины.
 - 2.7. Изменение скоростей на входе и выходе из колеса турбины, оптимальное соотношение скоростей.

-
- 2.8. Адиабатный и политропный процессы расширения в сопловом аппарате.
 - 2.9. Виды потерь в турбине, виды КПД турбины.
 - 2.10. Степень реактивности турбины.
- 3. Вопросы к профилированию компрессора.
 - 3.1. Назначение и смысл профилирования.
 - 3.2. Закон изменения профиля в меридиальном сечении.

Приложение 9

Пример технического задания на разработку турбокомпрессора

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ № 1 от 02.02.2021

**«Разработка турбокомпрессора ТКР200 для наддува
дизеля 8 ДМ-21ЭЛ2 дизель-генератора ДГ882Л
тепловозов ТЭМ9 и ТЭМ14»**

2021 г.

Содержание

1	Основание, исполнитель и сроки выполнения СЧ ОКР	1
2	Цель разработки, наименование и индекс турбокомпрессора	2
3	Технические требования к турбокомпрессору	3
3.1	Комплектность	4
3.2	Требования назначения.....	5
3.3	Требования живучести и стойкости к внешним воздействиям.	6
3.4	Требования надежности	7
3.5	Гарантийные обязательства	8
3.6	Требования к эксплуатации, хранению, удобству технического обслуживания и ремонта.....	9
3.7	Требования транспортабельности	10
3.8	Требования безопасности	11
3.9	Требования обеспечения режима секретности	12
3.10	Требования защиты от ИТР	13
3.11	Требования стандартизации, унификации и каталогизации.....	14
3.12	Требования технологичности	15
3.13	Конструктивные требования	16
4	Требования к сырью, материалам и КИМП	17
5	Требования к консервации, упаковке и маркировке	18
5.1	Требования к консервации	19
5.2	Требования к упаковке	20
5.3	Требования к маркировке	21
6	Порядок выполнения разработки	22

1 ОСНОВАНИЕ, ИСПОЛНИТЕЛЬ И СРОКИ ВЫПОЛНЕНИЯ РАЗРАБОТКИ

1.1 Настоящее техническое задание выдано на основании совместного решения ООО «УДМЗ» и АО «СКБ Турбина».

1.2 Исполнитель разработки — АО «СКБ Турбина».

1.3 Сроки выполнения разработки: сроки выполнения этапов устанавливаются договором.

2 ЦЕЛЬ РАЗРАБОТКИ, НАИМЕНОВАНИЕ И ИНДЕКС ТУРБОКОМПРЕССОРА

2.1 Наименование турбокомпрессора — ТКР200.

2.2 Турбокомпрессор предназначен для дизеля 8 ДМ-21ЭЛ2.

3 ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ТУРБОКОМПРЕССОРУ

3.1 Комплектность

Турбокомпрессоры, отправляемые потребителю, должны иметь следующую комплектность:

- турбокомпрессор в сборе;
- ЗИП (по согласованию);
- паспорт;
- упаковочный лист.

3.2 Требования назначения

3.2.1 Параметры турбокомпрессора на режиме полной мощности

№ п/п	Наименование	Обозначение	Значение параметра	Примечание
3.2.1.1	Степень повышения давления	π_k	2,5 ^{+0,1}	*1
3.2.1.2	Расход воздуха через компрессор, кг/с	G_v	1,8	*2 Расчетный параметр
3.2.1.3	Адиабатический КПД компрессора в рабочей точке, не менее	$\eta_{к. ад}$	0,81	
3.2.1.4	Суммарный КПД турбокомпрессора, не менее	$\eta_{ткр}$	0,64	*3
3.2.1.5	Запас по помпажу во всем диапазоне тепловозной характеристики, % не менее	δ	10	*4 мин. знач. для всех режимов
3.2.1.6	Разрежение на входе в компрессор, кПа (мм вод. ст.)	$\Delta p_{вс}$	5,0 (500)	*5

№ п/п	Наименование	Обозначение	Значение параметра	Примечание
Параметры рабочего тела на входе в компрессор, в турбину и на выходе из турбины				
3.2.1.7	Температура воздуха на входе в ТК, К (°С)	$T_{\text{вс}}^*$ ($t_{\text{вс}}$)	323 (50)	Расчетный параметр
3.2.1.8	Температура газа перед турбиной, К (°С)	$T_{\text{т}}^*$	923 (650)	Для расчета турбины
3.2.1.9	Противодавление за турбиной, кПа (мм вод. ст.)	$\Delta P_{\text{г}}^*$	5,0 (500)	

1. *¹ — на расчетных оборотах, приведенных к стандартным атмосферным условиям, и приведенных расходах воздуха;

*² — теоретический расход воздуха;

*³ — суммарный КПД системы турбонаддува равен:

$$\eta_{\text{ткр}} = \eta_{\text{к}} \times \eta_{\text{т}},$$

где $\eta_{\text{т}}$ — КПД турбины на заданном режиме с учетом потерь на трение в подшипниках, определяемый по согласованной программе — методике §

*⁴ — запас по помпажу (по характеристике) определяется по формуле

$$\delta = \frac{G_{\text{в.р.пр}} - G_{\text{в.п.пр}}}{G_{\text{в.п.пр}}} \times 100\%,$$

где $G_{\text{в.р.пр}}$, кг/с — приведенный к стандартным атмосферным условиям расход воздуха через компрессор на рабочем режиме;

$G_{\text{в.п.пр}}$, кг/с — приведенный к стандартным атмосферным условиям расход воздуха через компрессор на границе помпажа при оборотах ротора, соответствующих рабочему режиму, кг/с, и той же степени повышения давления, что и $G_{\text{в.р.пр}}$;

*⁵ — расчетный статический параметр, определяемый в патрубке подвода воздуха к компрессору.

2. Стандартные атмосферные условия: атмосферное давление $B_0 = 101,3$ кПа (760 мм рт. ст.), температура воздуха перед компрессором $T_a = 293$ К (20 °С), относительная влажность воздуха $\varphi = 70$ %.

3.2.2 Параметры по пунктам 3.2.1.1÷3.2.1.9 уточняются по результатам испытаний турбокомпрессора в составе дизеля.

3.2.3 Турбокомпрессор должен устойчиво работать во всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов дизеля в диапазоне температур окружающего воздуха от минус 50 °С до плюс 50 °С, высоте над уровнем моря до 2000 м.

3.2.4 Турбокомпрессор должен работать с наивыгоднейшими параметрами на всех режимах тепловозной характеристики дизеля 8 ДМ-21ЭЛ2:

Позиция контроллера	520±20	660±20	800±20	940±20	1080±20	1220±20	1360±20	1500±20
Мощность дизеля, кВт	154	231	342	465	576	703	812	940

3.2.5 Предельные значения уровней шума турбокомпрессора при работе на номинальном режиме

Частота октавная, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Общий уровень
Уровень шума*, дБ	105	110	110	106	106	105	112	106	117
*Эффективное (среднеквадратичное) значение звукового давления на расстоянии 0,5 м от корпуса Нулевой уровень 2×10^{-5} Н/м ²									

3.3 Требования живучести и стойкости к внешним воздействиям

3.3.1 Климатическое исполнение турбокомпрессора «УХЛ2» (умеренный и холодный климат) согласно ГОСТ 15150–69.

3.3.2 Турбокомпрессор в упаковочной таре или в составе дизеля в машине должен сохранять работоспособность и обеспечивать основные показатели назначения и эксплуатационные характеристики после действия на турбокомпрессор в неработающем состоянии атмосферных конденсированных осадков (роса, иней, лед).

3.3.3 Турбокомпрессор в составе дизеля должен сохранять работоспособность и обеспечивать основные показатели назначения и эксплуатационные характеристики во время и после действия на объект

внешних воздействующих факторов (ВВФ), соответствующих группе 2.3.4 и 3.1.4 ГОСТ РВ 20.39.304—98.

3.3.4 ТК должен обеспечивать ударостойкость ударов одиночного действия:

- в продольном направлении — 69 м/с^2 (15 g);
- в поперечном направлении — 69 м/с^2 (15 g);
- в вертикальном направлении — 393 м/с^2 (40g).

ударов многократного действия — 15g.

3.4 Требования надежности

3.4.1 Ресурсы:

- до первой переборки — 25000 часов;
- до капитального ремонта — 75000 часов.

3.5 Гарантийные обязательства

3.5.1 Гарантийный срок хранения — 5 лет.

3.5.2 Гарантийный срок эксплуатации ТКР для комплектования дизель-генератора (ДГ) — 24 месяца со дня ввода ДГ в эксплуатацию.

3.6 Требования к эксплуатации, хранению, удобству технического обслуживания и ремонта.

3.6.1 Смазка подшипника турбокомпрессора циркуляционная под давлением не менее $1,8 \text{ кгс/см}^2$ на номинальном режиме работы турбокомпрессора; при запуске не менее $0,1 \text{ кгс/см}^2$, давление масла в турбокомпрессоре обеспечивается системой смазки дизеля.

Фильтрация масла, подводимого к турбокомпрессору, осуществляется средствами очистки масла дизеля. Тонкость фильтрации на эксплуатационных режимах 40 мкм при степени очистки 99 %.

3.6.2 Применяемые масла для летней и зимней эксплуатации — моторные, класс вязкости — от 14 до 16, группа масла по эксплуатационным свойствам: В₂, Г₂, Д₂, Е по ГОСТ 17479.1—85. Допускается использование зарубежных масел, подбор масла выполняется согласно ГОСТ 17479.1—85. Марку используемого масла устанавливает разработчик дизеля.

3.6.3 Длительно температура масла на входе в турбокомпрессор 363 К (90 °С), кратковременно в течение 10 минут 378 К (105 °С).

3.6.4 Длительная работа турбины при температуре газов до 1023 К (750 °С), кратковременно в течение 5 минут до 1093 К (820 °С).

3.6.5 Температурный диапазон применения от 223 К (минус 50 °С) до 323 К (плюс 50 °С).

3.6.6 Относительная влажность воздуха до 98 % при температуре 298 К (25 °С).

3.6.7 Требования к хранению

3.6.7.1 Турбокомпрессоры в упаковочной таре или в составе дизеля, поставляемые в запасные части, должны храниться в отапливаемых и неотапливаемых хранилищах. Условия хранения категории 2 (С) по ГОСТ 15150–69.

3.7 Требования транспортабельности

3.7.1 Турбокомпрессоры в упаковочной таре или в составе дизеля должны сохранять готовность к применению по назначению и обеспечивать показатели в пределах норм, устанавливаемых в настоящем ТЗ, после транспортирования.

3.7.2 Конструкция турбокомпрессора должна обеспечивать применение средств консервации, способных сохранять свойства турбокомпрессора в течение всего времени транспортирования.

3.8 Требования безопасности

3.8.1 Корпус турбины и газовыпускной тракт должен быть теплоизолирован, температура наружных поверхностей теплоизоляции не более 473 К (200 °С). Допускается отсутствие теплоизоляции на фланцах.

3.8.2 При поставке турбокомпрессора на него устанавливаются защитные и предохранительные детали.

3.9 Требования обеспечения режима секретности

Не предъявляются

3.10 Требования защиты от ИТР

Не предъявляются

3.11 Требования стандартизации, унификации и каталогизации

Не предъявляются

3.12 Требования технологичности

3.12.1 Технология изготовления турбокомпрессора должна предусматривать применение технологических процессов и материалов, освоенных отечественной промышленностью.

3.13 Конструктивные требования

3.13.1 Габаритные и присоединительные размеры устанавливаются в ходе разработки по согласованию с ООО «УДМЗ».

3.13.2 Корпус турбины 4-заходный с объединением каналов перед колесом турбины, корпус компрессора с двумя выходами воздуха.

3.13.3 На турбокомпрессоре должны быть предусмотрены места (приливы или бонки с внутренней резьбой М20×1,5) для замера дав-

ления и температуры воздуха до и после компрессора, а также давления и температуры газов перед и после турбины.

3.13.4 В корпусе подшипников должны быть предусмотрены места для установки датчиков частоты вращения.

3.13.5 Количество турбокомпрессоров, устанавливаемых на дизель — 1 шт.

3.13.6 Масса турбокомпрессора не более 310 кг.

3.13.7 Турбокомпрессор должен иметь приспособления (рым-болты или проушины) для его транспортировки.

3.13.8 Диаметр отверстий входа газов в газоприемном корпусе 80 мм, диаметр отверстий выхода воздуха из компрессора 115 мм.

4 ТРЕБОВАНИЯ К СЫРЬЮ, МАТЕРИАЛАМ И КИМП

4.1 В конструкции турбокомпрессора должны использоваться материалы и комплектующие изделия отечественного производства в соответствии с требованиями действующих стандартов или технических условий, обеспечивающие соответствие турбокомпрессора данному ТЗ.

4.2 Материалы, применяемые в конструкции турбокомпрессора, должны быть безопасными при хранении, транспортировке, служебном обращении и не должны выделять токсичных веществ под воздействием высоких температур при горении. Материалы должны быть стойкими к воздействию различных химических, горючих, смазочных веществ, применяемых при эксплуатации дизеля. Возгораемые материалы должны иметь поверхностную обработку, не поддерживающую горение и не способствующую распространению пламени от очага пожара.

5 ТРЕБОВАНИЯ К КОНСЕРВАЦИИ, УПАКОВКЕ И МАРКИРОВКЕ

5.1 Требования к консервации

5.1.1 Средства временной противокоррозионной защиты и консервации (переконсервации) турбокомпрессора в составе дизеля (или в ЗИПе) по варианту ВЗ—2 в условиях хранения категории 2(С) по ГОСТ 15150—69 должны обеспечивать защиту в течение срока на 5 лет.

5.1.2 Консервация и переконсервация турбокомпрессора в составе дизеля в изделии — в соответствии с ТУ на турбокомпрессор.

5.2 Требования к упаковке

5.2.1 Вариант исполнения упаковки турбокомпрессора в зависимости от сроков, условий хранения и способов транспортировки с учетом применяемых средств временной противокоррозионной защиты должен соответствовать требованиям ГОСТ 9.014–78.

5.2.2 На ящике, в который упаковывается турбокомпрессор, должна быть нанесена транспортная маркировка по ГОСТ 14192–96.

5.2.3 В одно упаковочное место должен упаковываться один турбокомпрессор.

5.2.4 Упаковочные материалы и тара должны обеспечить сохранность турбокомпрессора при транспортировании всеми видами транспорта.

5.2.5 В упаковочное место вместе с турбокомпрессором должны укладываться:

- формуляр на турбокомпрессор (паспорт);
- упаковочный лист.

5.2.6 На стадии изготовления опытных образцов разработчику дизеля передается характеристика компрессора на каждый турбокомпрессор.

5.3 Требования к маркировке

5.3.1 На среднем (газовыпускном) корпусе ударным способом должны наноситься:

- год и месяц выпуска;
- обозначение;
- заводской номер турбокомпрессора;
- клейма ОТК и ЦТА ОАО «РЖД».

5.3.2 Маркировка должна быть расположена в удобном месте и сохранять четкость в течение срока службы турбокомпрессора.

5.3.3 Обозначение (модификация) турбокомпрессора должно однозначно нести информацию о его внутренних проточных частях.

6. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАЗРАБОТКИ

6.1 Для опытно-доводочных испытаний дизеля должны быть предоставлены альтернативные проточные части компрессора и турбины ТКР (диффузоры и сопловые аппараты). Необходимость предоставления дополнительных деталей определяется по результатам предварительных моторных испытаний.

6.2 Разработчик турбокомпрессора (по согласованию с разработчиком дизеля) участвует в проведении опытно-доводочных испытаний.

6.3 Требования пунктов: 3.2.1.1; 3.2.1.2; 3.2.1.3; 3.2.1.4; 3.2.1.5; 3.6.4 (в части работы турбокомпрессора при температуре газов кратковременно в течение 5 минут до 1093 К (820 °С)); 3.8.1 проверяются на безмоторном стенде предприятием-разработчиком турбокомпрессора с составлением протокола.

6.4 В процессе проведения стендовых испытаний дизеля предприятием-разработчиком дизеля подтверждается выполнение требований пункта 3.6.1.

6.5 Эксплуатационные требования по пунктам: 3.2.3, 3.2.4, 3.3.1, 3.3.2, 3.4.1, 3.6.5, 3.6.6, 3.6.7.1, 3.7 учитываются при разработке, обеспечиваются конструктивно, испытаниями не проверяются и подтверждаются в процессе эксплуатации.

Техническое задание по согласованию сторон может быть дополнено.

Учебное издание

Шестаков Дмитрий Сергеевич

Солнцев Дмитрий Михайлович

**ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ
РАСЧЕТ ТУРБОКОМПРЕССОРА
ДЛЯ НАДДУВА ДВИГАТЕЛЯ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Редактор *Н. П. Кубыщенко*

Верстка *О. П. Игнатьевой*

Подписано в печать 11.03.2021. Формат 70×100/16.
Бумага офсетная. Цифровая печать. Усл. печ. л. 6,1.
Уч.-изд. л. 3,5. Тираж 30 экз. Заказ 34.

Издательство Уральского университета
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5
Тел.: +7 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620083, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4
Тел.: +7 (343) 358-93-06, 350-58-20, 350-90-13
Факс: +7 (343) 358-93-06
<http://print.urfu.ru>

